

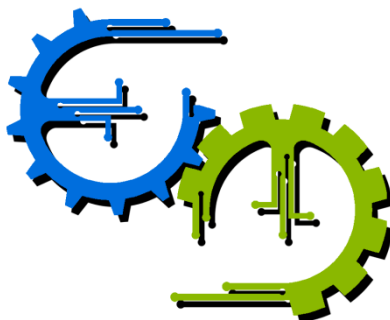


TRABALHO DE GRADUAÇÃO

**SISTEMA DE CONTROLE DE
OSCILAÇÕES EM ROLL DE UM BARCO**

Por,
João Carlos Pereira Passos

Brasília, Dezembro de 2016



**ENGENHARIA
MECATRÔNICA**
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

TRABALHO DE GRADUAÇÃO

**SISTEMA DE CONTROLE DE
OSCILAÇÕES EM ROLL DE UM BARCO**

POR,

João Carlos Pereira Passos

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro de Controle e Automação.

Banca Examinadora

Prof. Walter de Britto Vidal Fiho,
UnB / ENM
(Orientador)

Prof. André Murilo de Almeida Pinto,
UnB / ENM
(Co-orientador)

Prof. Adriano Todorovic Fabro,
UnB / ENM

Brasília, Dezembro de 2016

FICHA CATALOGRÁFICA

JOÃO CARLOS, PEREIRA PASSOS

Sistema de Controle de Oscilações em Roll de um Barco,

[Distrito Federal] 2016.

xvii, 121p., 297 mm (FT/UnB, Engenheiro, Controle e Automação, 2016). Trabalho de Graduação – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

1. Embarcação

2. Oscilação em Roll

3. Mitigação

4. Controle PID

I. Mecatrônica/FT/UnB

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

PASSOS, J.C.P., 2016. Sistema de Controle de Oscilações em Roll de um Barco. Trabalho de Graduação em Engenharia de Controle e Automação, Publicação FT.TG-nº24/2016, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 121p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: João Carlos Pereira Passos.

SISTEMA DE CONTROLE DE OSCILAÇÕES EM ROLL DE UM BARCO: Projeto de um controle PID para um sistema de deslocamento de massa com o intuito de mitigar oscilações em roll de uma embarcação, utilizando uma bancada de testes para a sua verificação prática.

GRAU: Engenheiro

ANO: 2016

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste Trabalho de Graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desse Trabalho de Graduação pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

João Carlos Pereira Passos

Sobradinho, Quadra 18 Conjunto E Casa 02.

73050-185 Brasília – DF – Brasil.

AGRADECIMENTOS

A minha família que me apoiou durante todos os passos desta jornada.
E aos grandes amigos que esta formação me proporcionou.

J.C.

RESUMO

Este trabalho consiste do estudo da implementação de um mecanismo que tem como objetivo atuar no controle de oscilações de uma embarcação comumente utilizada no Rio Amazonas, Brasil. Na primeira parte do trabalho são expostos os diferentes tipos de soluções disponíveis para este tipo de problema. Devido às restrições impostas pelas características de uso deste tipo de embarcação e a oportunidade dê-se divulgar uma solução com escassas utilizações no contexto náutico, até o presente momento, optou-se pela escolha de uma solução de deslocamento de massa. Na segunda parte do trabalho, é exposta todo o modelamento matemático desta aplicação, seguido da demonstração da efetividade deste tipo de solução através de um modelo simulado. A terceira e última parte consiste da verificação deste sistema através de sua utilização em um modelo físico, representado por uma bancada de testes desenvolvida com o objetivo de se simular oscilações de embarcações.

Palavras Chave: Embarcação; Oscilações em Roll; Mitigação; Controle PID.

ABSTRACT

This work consists of a study about an implementation of a mechanism which is designed to act in the control of oscillations of a boat commonly used in the Amazon River, Brazil. In the first part of the work the different types of solutions available for this kind of problem are exposed. Due to the restrictions imposed by the usage characteristics of this kind of vessel and the opportunity to divulge a solution which has few applications in the nautical context up to the present moment, it was chosen a solution related to mass displacement. In the second part of the work, it is demonstrated the entire mathematical modeling of the chosen application, followed by a validation of its effectiveness for this kind of solution through a simulated model. The third and last part consists of the verification of this system through a physical model, represented by a test bench developed with the objective of simulate boat oscillations.

Keywords: Boat; Roll Oscillation; Mitigation; PID Control.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	TIPOS DE SOLUÇÕES.....	3
2.2	SOLUÇÕES COMERCIAIS.....	14
2.3	SOLUÇÕES ACADÊMICAS.....	14
3	METODOLOGIA	16
3.1	MODELAGEM MATEMÁTICA DA EMBARCAÇÃO.....	17
3.2	SISTEMA DE ESTABILIZAÇÃO.....	20
3.3	SISTEMA ACOPLADO.....	26
3.4	MODELO SIMULADO	36
3.5	CONTROLE	41
3.6	SIMULAÇÃO	44
4	SISTEMA MECÂNICO	48
4.1	BANCADA DE TESTES	48
4.2	METROLOGIA	55
4.3	IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS.....	57
5	SISTEMA ELÉTRICO-ELETRÔNICO	62
5.1	GIROSCÓPIO E ACELERÔMETRO	62
5.2	INFRAVERMELHO	78
5.3	PLACA DRIVER.....	81
5.4	MOTOR DC E ENCODER.....	83
6	SISTEMA COMPUTACIONAL.....	89
6.1	COMUNICAÇÃO	89
6.2	LINHA DE COMANDO	90
6.3	IMPLEMENTAÇÃO	93
6.4	REPRESENTAÇÃO GRÁFICA	95
7	RESULTADOS	96
8	CONCLUSÃO	100

9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
----------	---	------------

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Bilge Keels	4
Figura 2 - Arranjo de Mastros	5
Figura 3 - Paravane.....	5
Figura 4 - Flopper-Stopper	6
Figura 5 - Tanque Defletido	6
Figura 6 - Simulacro de Tubo em U.....	6
Figura 7 - Estrutura de um Giroscópio.....	7
Figura 8 - Amortecedor de Massa Sintonizada	9
Figura 9 - Forças na Quilha.....	10
Figura 10 - Sistema Retrátil.....	10
Figura 11 - Sistema Não-Retrátil	10
Figura 12 - Sistema Ativo de Movimento de Precessão.....	11
Figura 13 - Tanques Estabilizador Ativo	12
Figura 14 - Amortecedor de Massa Sintonizado Ativo	13
Figura 15 - Metacentro	18
Figura 16 - Curva GZ Genérica	18
Figura 17 - Curva GZ Experimental.....	20
Figura 18 - Modelo de AMD Proposto	21
Figura 19 - Conjunto de Engrenagens.....	22
Figura 20 - Circuito Esquemático de um Motor DC.....	24
Figura 21 - Distribuição de Massas do Sistema de Estabilização	27
Figura 22 - Acoplamento Sem Balanceamento de Carga.....	27
Figura 23 - Acoplamento Com Balanceamento de Carga.....	27
Figura 24 - Braço de Alavanca - ϕ Positivo e x_a Positivo	28
Figura 25 - Braço de Alavanca - ϕ Positivo e x_a Negativo.....	28
Figura 26 - Braço de Alavanca - ϕ Negativo e x_a Positivo.....	29
Figura 27 - Braço de Alavanca - ϕ Negativo e x_a Negativo	29

Figura 28 - Braço de Alavanca - x_a Fixo	30
Figura 29 - Braço de Alavanca – φ Fixo	30
Figura 30 - Braço de Alavanca L_2	31
Figura 31 - Braço de Alavanca L_1 e L_3	31
Figura 32 - Braço de Alavanca da Carga de Balanceamento	32
Figura 33 - Braço de Alavanca Resultante	32
Figura 34 - Simulação	37
Figura 35 - Simulação - Sistema de Estabilização	38
Figura 36 - Simulação - Sistema Acoplado	39
Figura 37 - Simulação - Barco	40
Figura 38 - Simulação de Ondas	40
Figura 39 - Resposta Onda	41
Figura 40 - Resposta Super Onda	41
Figura 41 - Controle	42
Figura 42 - Controle - Onda	43
Figura 43 - Controle - Restauração	43
Figura 44 - Controle - Colisão	44
Figura 45 - Modelos Teórico e Experimental	44
Figura 46 - Modelo Simulado	45
Figura 47 - Carga de Atuação - 50g	46
Figura 48 - Carga de Atuação - 100g	46
Figura 49 - Carga de Atuação - 200g	46
Figura 50 - Carga de Atuação - 500g	46
Figura 51 - Carga de Atuação - 150g	47
Figura 52 - Resposta ao Impulso e Efeito de Onda - Oscilação	47
Figura 53 - Esquemático do Pêndulo Torcional	48
Figura 54 - Modelo Físico - Lado A	49
Figura 55 - Modelo Físico - Lado B	49
Figura 56 - Modelo Físico - Rigidez - Vistas Frontal	50

Figura 57 - Modelo Físico - Rigidez - Vistas Lateral	50
Figura 58 - Molas - Distensão.....	50
Figura 59 - Modelo Físico - Atrito Viscoso - Vistas Frontal	51
Figura 60 - Modelo Físico - Atrito Viscoso - Vistas Lateral.....	51
Figura 61 - Modelo Físico - Guias - Vista Frontal.....	51
Figura 62 - Modelo Físico - Guias - Vista lateral	51
Figura 63 - Modelo Físico - Carrinho - Vista Superior	52
Figura 64 - Modelo Físico - Carrinho - Vista Inferior	52
Figura 65 - Modelo Físico - Correia - Vista Frontal	52
Figura 66 - Modelo Físico - Correia – Vista Traseira	52
Figura 67 - Modelo Físico - Motor DC.....	52
Figura 68 - Modelo Físico - Sistema Acoplado - Vista Frontal	53
Figura 69 - Modelo Físico - Sistema Acoplado - Vista Traseira	53
Figura 70 - Bancada de Testes	53
Figura 71 - Esquemático da Planta de Teste - Vista Lateral	54
Figura 72 - Esquemático da Planta de Teste - Vista Superior.....	54
Figura 73 - Teste de Distensão da Mola	58
Figura 74 - Modelamento da Constante K	59
Figura 75 - Breakout Board GY-521	63
Figura 76 - Princípio de Funcionamento do Acelerômetro	63
Figura 77 - MEMS Acelerômetro	64
Figura 78 - Circuito Impresso do Sensor	67
Figura 79 - Ângulos de Orientação	68
Figura 80 - Filtro Complementar	70
Figura 81 - MPU6050 MotionFusion™	75
Figura 82 - Sensor Imóvel em uma Superfície Plana - Roll	76
Figura 83 - Sensor Imóvel em uma Superfície Plana - Pitch.....	76
Figura 84 - Breakout Board F-35	78
Figura 85 - Sensor Óptico - Reflexão Difusa	79

Figura 86 - Driver Ponte H Dupla - L298N.....	81
Figura 87 - Breakout Board Encoder	83
Figura 88 - Perfil de Tensão Idealizado	85
Figura 89 - Velocidade Angular	85
Figura 90 - Resposta Experimental vs Identificada.....	86
Figura 91 - Motor DC Simulado	87
Figura 92 - Resposta Experimental vs Simulado	88
Figura 93 - Resíduo da Estimação	88
Figura 94 - Diagrama de Fluxo de Trabalho	93
Figura 95 - Representação Gráfica	95
Figura 96 - Vídeo Comparativo - Simulação.....	95
Figura 97 - Bancada de Testes - Sem Molas - Controle Off	98
Figura 98 - Bancada de Testes - Com Molas - Controle Off	98
Figura 99 - Simulação Desregulada	99
Figura 100 - Bancada de Testes - Sem Molas - Controle On.....	99

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Medição - Engrenagens.....	55
Tabela 2 - Medição - Sensor Infravermelho.....	55
Tabela 3 - Medição - Suporte das Molas	55
Tabela 4 - Medição - Dimensões.....	55
Tabela 5 - Pesagem - Carga de Atuação	56
Tabela 6 - Pesagem - Guias.....	56
Tabela 7 - Pesagem - Cantoneiras.....	56
Tabela 8 - Pesagem - Travas de Borracha.....	57
Tabela 9 - Pesagem - Suporte.....	57
Tabela 10 - Pesagem - Carinho.....	57
Tabela 11 – Pesagem - Sistema de Transmissão e Motor DC	57
Tabela 12 - Pesagem - Indicador de Posição.....	57
Tabela 13 - Pesagem - Disco de Inércia.....	57
Tabela 14 - Molas - Experimento.....	58
Tabela 15 - Momento de Inércia.....	60
Tabela 16 - Razão entre Modelos Mecânico e Simulado.....	61
Tabela 17 - MPU6050 - Configuração de Sensibilidade	65
Tabela 18 - GY-521 - Pinagem.....	66
Tabela 19 - F-35 - Pinagem.....	80
Tabela 20 - Modos de Operação	82
Tabela 21 - Placa Driver - Pinagem.....	82
Tabela 22 - Encoder - Pinagem.....	84
Tabela 23 - Motor DC - Pinagem.....	84
Tabela 24 - Parâmetros Estimados	87
Tabela 26 - Conjunto de Instruções para do Sistema Geral	91
Tabela 27 - Conjunto de Instruções para o Sensor MPU6050	91

Tabela 28 - Conjunto de Instruções para o Filtro de Kalman	91
Tabela 29 - Identificadores dos Controles	92
Tabela 30 - Conjunto de Instruções para o Controle PID.....	92

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

GM_0	Altura de Metacentro Inicial	[m]
I_{xx}	Momento de Inércia	[kg.m ²]
M_e	Massa da Estrutura	[kg]
M_a	Massa da Carga Adicional	[kg]
L_e	Braço de Alavanca - Estrutura	[m]
L_a	Braço de Alavanca - Carga Adicional	[m]
x_a	Posição do Carrinho	[m]
m_a	Massa do Carrinho e sua Carga	[kg]
u	Força de Controle	[N]
D_1	Diâmetro – Engrenagem do Motor	[m]
D_2	Diâmetro – Engrenagem de Torque	[m]
D_3	Diâmetro – Engrenagem de Transmissão	[m]
J_m	Momento de Inércia - Motor	[kg.m ²]
J_{E1}	Momento de Inércia - Pinhão	[kg.m ²]
J_{E2}	Momento de Inércia - Coroa	[kg.m ²]
K_t	Constante de Torque	[N.m/A]
K_m	Constante de Tensão Contra Eletromotriz	[V.s/rad]

Símbolos Gregos

φ	Oscilação em Roll	[rad]
σ	Densidade de Fluxo Magnético	[Wb]
θ	Giro do Eixo do Motor	[rad]
Δ	Deslocamento	[kg.m/ s ²]
ω_d	Frequência Angular	[rad/s]
ω_R	Frequência Angular Natural	[rad/s]

Grupos Adimensionais

ζ	Fator de Amortecimento
β_a	Constante Positiva – Atrito de Columb
e_a	Coeficiente de Atrito de Columb

Sobrescritos

•	Derivada temporal
---	-------------------

-	Valor médio
^	Valor estimado

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AMD	Active Mass Damper
ATMD	Active Tuned Mass Damper
TMD	Tuned Mass Damper

1 INTRODUÇÃO

Na região Norte do Brasil a navegação fluvial é o meio de condução predominante, devido grande malha de rios navegáveis e a precariedade dos demais meios de transporte. Em que a malha rodoviária é pequena e malconservada, devendo-se ainda considerar a sua intransitividade em períodos de chuva. E a malha ferroviária é quase inexistente, sendo utilizada quase que exclusivamente para o transporte de minério.

Dentre os diversos tipos de embarcações comumente utilizadas no transporte de passageiros e cargas, temos o modelo denominado “Recreio”, característico pela presença de múltiplos conveses e uma delgada largura, conciliado a um processo de construção artesanal. Este formato peculiar é atribuído as características da malha fluvial da região, que constam canais estreitos e sujeitos a presença de detritos flutuantes ou submersos e a própria invasão da flora.

Desta forma, ao se considerar a rudimentariedade das embarcações e as constantes situações de sobrecarga, superlotação e condições climáticas torrenciais, o risco de tombamentos não é ignorável, todavia, tal problema não é recente. Considerando-se que mesmo após a maior tragédia náutica da região norte do Brasil, o naufrágio da embarcação Sobral Santos II (1981), que resultou na morte de aproximadamente metade de seus 530 tripulantes, acidentes ainda são reportados na região.

Neste contexto, propõem-se um estudo da efetividade da instalação de um mecanismo que atue de modo a mitigar as oscilações da embarcação, e assim influencie em seu comportamento dinâmico. De modo a proporcionar uma viagem segura e confortável, e como consequência desta superior estabilidade atenuar também problemas de enjoo devido ao movimento da embarcação.

Tratando-se do problema de estabilização de estruturas, na literatura já foram propostos diversos tipos de soluções, sejam do tipo passivas ou ativas. Assim, para a determinação do tipo de solução, avaliou-se as restrições impostas pelas características estruturais e finalidades de uso da embarcação em questão e da própria solução, levando-se também em consideração o mérito acadêmico do estudo da tal aplicação para uma finalidade náutica. Desta forma, optou-se pela adoção de um sistema de deslocamento de massa, cuja implementação consiste da utilização de um conjunto de engrenagens, polias, correia e um motor DC para o deslocamento de uma carga de atuação, solução que é convencionalmente utilizada na construção civil.

Para a caracterização desta solução, a metodologia consistiu da identificação de parâmetros utilizados para a modelagem matemática das oscilações da embarcação, desenvolvimento do equacionamento do deslocamento da carga de atuação e influência sobre o comportamento dinâmico da embarcação, seguido da implementação de um controle, de modo que este sistema estabilizar atue para a mitigação da oscilação da embarcação.

A etapa final deste trabalho consistiu da implementação de tal solução proposta em uma bancada de testes com operação de controle exclusivamente implementada em um microcontrolador. Assim, este trabalho também aborda os problemas relacionados à própria implementação física de tal mecanismo e não apenas a sua simulação em ambiente computacional.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O problema de estabilidade em embarcações não é recente, resultando em diversas propostas ao seu aprimoramento. Tais propostas inicialmente se restringiam a mecanismos passivos, devido às restrições tecnológicas da época vigente, todavia, com o advento da tecnologia possibilitou-se o surgimento de soluções ativas com controle computadorizado, o que permitiu o aprimoramento de técnicas já desenvolvidas, como também o surgimento de novas propostas. Desta maneira, segue uma breve descrição das soluções mais utilizadas e suas características de implementação, separando-as em soluções passivas e ativas. Posteriormente, procurou-se mostrar um pouco das soluções comerciais disponíveis e trabalhos no meio acadêmico.

2.1 TIPOS DE SOLUÇÕES

Sistemas estabilizadores apenas passam a impressão de aprimoramento da estabilidade de uma embarcação (BRAY, 2000). Uma vez que, ao serem recolhidos ou desativados o compactamente oscilatório característico da embarcação se restaura, sejam estas aplicações de soluções ativos ou passivos. Desta forma, tais sistemas atuam realmente na mitigação da oscilação das embarcações.

2.1.1 SOLUÇÕES PASSIVAS

Soluções passivas são caracteristicamente simples, com número restrito de partes móveis e fácil instalação e manutenção. Por outro lado, apresentam limitações quanto a sua efetividade em ambientes diversos e dinâmicos. Outra característica desfavorável e inerente são os processos de acionamento de certas soluções, que necessitam de conhecimento técnico marítimo e técnica manual, como também um critério estético desfavorável. Todavia, apesar de tais características, estes tipos de soluções são altamente utilizados até hoje por serem altamente eficazes e confiáveis, e independentes de alimentação elétrica e configurações do sistema computadorizados para o seu funcionamento.

2.1.1.1 BILGE KEELS

Bilge Keels, também conhecidas como Bolina Lateral, são chapas metálicas, que percorrem grande parte do comprimento da embarcação, Figura 1, afixadas

perpendicularmente à parte submersa do casco com o objetivo de aumentar a resistência hidrodinâmica (BRENDLINGER, GONZALEZ, *et al.*, 2004). Esse tipo de mecanismo convencionalmente é utilizado em pares, uma de cada lado da embarcação. Todavia, uma determinada embarcação pode apresentar mais de um jogo.



Figura 1 - Bilge Keels (POMME, 2009)

Desta forma, bolinas podem ser utilizadas em embarcações de qualquer classe, propiciando uma redução de 30~40% da amplitude das oscilações do navio (WINDÉN, 2009). Todavia, durante o projeto e construção destas hastes devem ser considerados os esforços mecânicos devido à pressão da água durante o seu deslocamento (ESCALONA, 1971).

Uma vantagem da escolha da bolinas lateral é o seu baixo custo e o fato de não ocuparem espaço interno na embarcação, como também a sua não correlação com a velocidade de deslocamento para a sua atuação (WENG, 1995) (ROX, 2010). Todavia, apesar de sua fácil instalação e modificação, bolinas com tamanho desproporcional podem resultar em uma redução de aceleração transversal e sem aumentos significativos de eficiência quanto a mitigação de oscilações (ROX, 2010) (KRUEGER e KLUWE, 2006).

2.1.1.2 PARAVANES E FLOPPER-STOPPER

Paravanes, também conhecidos como Estabilizadores Peixe e comumente confundidos com Flopper-Stopper, são um arranjo de um conjunto de mastros, roldanas, cabos e pesos no formato de peixe, Figura 2, uma vez submerso e a embarcação esteja em movimento o arrasto produzido por este ajuda a resistir as oscilações em roll. Pois devido ao seu formato e o deslocamento do fluxo de água, resultam no surgimento de uma força direcionada para baixo da embarcação.

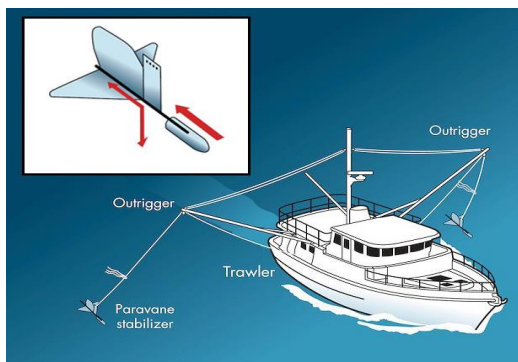


Figura 2 - Arranjo de Mastros (MIRTO ART STUDIO, 2009) (Adaptado)



Figura 3 - Paravane (GALAXY TRAWLER, 2015)

Neste arranjo os pesos são montado em pares, Figura 3, um de cada lado da embarcação. No qual os mastros se estendem além da área do casco da embarcação, de modo que o paravane fique submerso na água à uma altura fixa em relação ao seu ponto de fixação.

Uma característica fundamental desta solução é que ela é puramente mecânica. Assim, apresentando fácil manutenção e instalação. Todavia, por essa característica, o seu posicionamento é totalmente manual. E caso ocorra algum tipo de complicação, tais como perda de controle dos paravane ou quebras, podem resultar em acidentes e danos à embarcação. Inerente a sua constituição, esta solução pode apenas ser utilizada em águas sem obstruções, pois os paravanes podem se prender, com possível rompimento de um dos cabos de sustentação e uma consecutiva a sua perda. A continuidade do uso de apenas um paravanes pode levar a uma condição de risco no qual um acidente que pode levar ao emborcamento da embarcação (WENG, 1995).

Quanto a sua eficiência, temos uma redução de velocidade e aumento do consumo de combustível devido ao arrasto adicional gerado pelos paravanes. Em relação a mitigação de oscilações em roll, tem-se eficiências variadas, por estar relacionada ao formato do paravane e ajustes de afixação, ângulo de ataque. Todavia, alguns fabricantes afirmar uma taxa de mitigação de 50~80% (SHARP e EGERTON, 1984).

Por outro lado, Flopper-Stopper diferentemente dos paravanes, são apenas utilizados com a embarcação em ancoragem, utilizando o mesmo arranjo de mastros. Todavia o peso utilizado é diferente Figura 4, como também o seu comportamento. De modo que, dado uma oscilação em roll o cabo de sustentação de um dos pesos estará tensionado, pois o mesmo foi projetado a resistir o fluxo de água nesta direção, e o outro, descerá livremente de acordo com o fluxo de água que passa por sua estrutura (GALAXY TRAWLER, 2015). Devido a essa resistência na subida temos um aumento do período de oscilação da embarcação e uma redução da aceleração da oscilação, fatores principais da indução de desconforto e enjoo em transportes aquáticos (KASTEN, 2000).

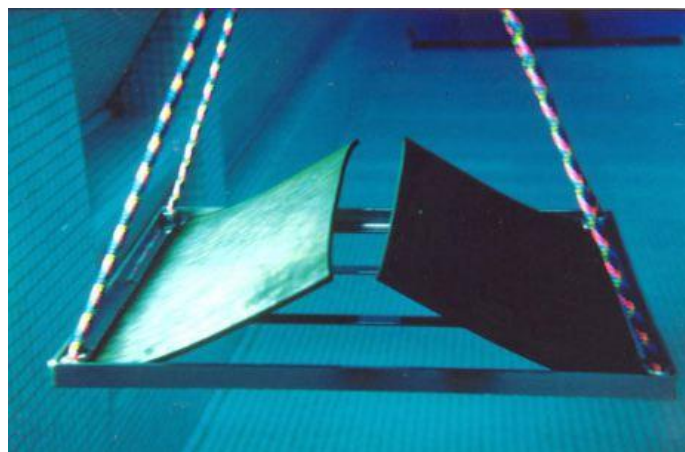


Figura 4 - Flopper-Stopper (GALAXY TRAWLER, 2015)

2.1.1.3 TANQUES ESTABILIZADORES

Tanques estabilizadores apresentam dois modelos principais, o tubo em U e o tanque de superfície livre, também conhecido como modelo Flume (WINDÉN, 2009). O primeiro é caracterizado por apresentar reduzida flexibilidade em seu formato e ser menos efetivo para pequenas oscilações. Enquanto o segundo, é caracterizado por sua alta flexibilidade e adaptabilidade quanto ao seu formato.

O modelo de superfície livre apresenta três subcategorias: simples, defletido, Figura 5, e simulacro de Tubo em U, Figura 6. Cada um destes apresentam alguma vantagem característica; o primeiro apresenta superior mitigação de oscilação em roll próximas ao período natural da embarcação, o segundo à sua variedade de formatos e dimensões, e o terceiro à efetividade em uma maior banda de frequências de oscilações (BASS, 1998).



Figura 5 - Tanque Defletido (TERRELL, 2007)

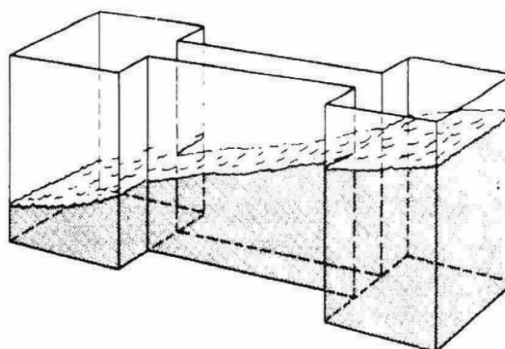


Figura 6 - Simulacro de Tubo em U (SELLARS e MARTIN, 1992)

O princípio utilizado por este tipo de mitigação é o controle do deslocamento do fluido no interior do tanque, comumente água. No qual deseja-se que o momento resultante do tanque se oponha ao momento proveniente às excitações externas na embarcação. Este controle é realizado de forma passiva através da instalação de defletores e o próprio formato do tanque.

Todavia, apesar da facilidade dos tanques de superfície livre, os tanques de tubo em U são mais utilizados, por promover uma melhor acomodação de carga na embarcação (WINDÉN, 2009), conjuntamente com uma mitigação de até 75% da oscilação (TASKAR, DASGUPTA, *et al.*, 2014), como também, por ser menos afetado pelo efeito de superfície livre, responsável por alterações no centro de massa, momento de inércia e braço de alavanca da embarcação.

Considerando-se pequenas embarcações, soluções do tipo tanque não são usualmente práticas. Devido às necessidades de adição de carga à embarcação para uma efetividade de tal solução. Para uma efetividade mínima é necessário uma carga equivalente à 1.5~5% do deslocamento de água proporcionado pelo casco da embarcação (HUSICK, 2008), e como também o espaço requerido para a acomodação de tal tanque na parte interna da embarcação.

2.1.1.4 ESTABILIZADORES GIROSCÓPICOS

Estabilizadores giroscópicos são dispositivos que utilizando a dinâmica de um giroscópio para mitigação das oscilações. Um clássico giroscópio consiste de rotor, que é uma massa girando um eixo. Os suportes destes eixos são montado em um gimbal, Figura 7, estrutura que ao ser conectada por outros suportes permite a rotação deste rotor em relação aos suportes do gimbal.

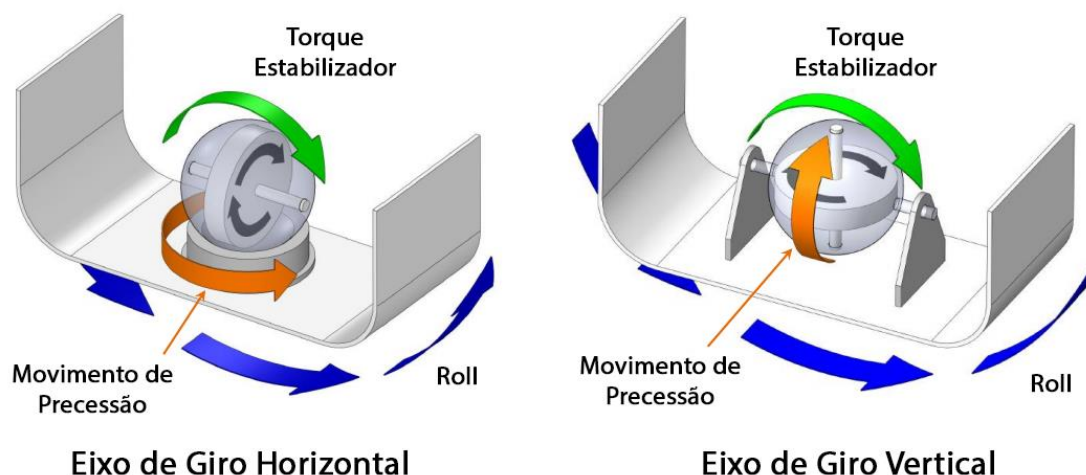


Figura 7 - Estrutura de um Giroscópio (VEEM GYRO, 2010) (Adaptado)

Estes sistemas podem ser realizados em duas configurações de eixos de rotação: vertical e horizontal. Podem também ser classificados quanto ao movimento de precessão, seja yaw ou pitch, respectivamente as configurações horizontal e vertical. O grande atrativo da configuração vertical é a facilidade no processo de construção. Devido a sua constituição, apresenta resistência ao movimento de precessão desprezível ao se comparar com a

configuração horizontal. Em uma configuração horizontal requerem um sistema auxiliar para a coordenação do movimento de precessão (VEEM GYRO, 2010).

Tal solução faz uso do fenômeno denominado precessão giroscópica, em que os estabilizadores tipicamente restringem o eixo em roll e permitem a sua precessão em yaw ou pitch, dependendo de sua configuração. De modo que, ao a embarcação oscilar em roll um momento de precessão correspondente surgirá no giroscópio. E consecutivamente no rotor um momento contrário ao momento causador da oscilação será transferido ao casco da embarcação.

Todavia, apesar que por definição, giroscópios não necessitam de intervenção externa, tais sistemas são montados de forma que se atendam à duas restrições: momento angular constante e taxa de precessão limitada. A primeira restrição deve-se ao fato que a massa do giroscópio é imutável. Logo a única maneira de se controlar o momento angular é através do controle de sua velocidade angular. Entretanto, devido ao momento de inércia desta massa e o fornecimento de energia limitado da embarcação, e considerando-se ainda que aplicações comerciais mais avançadas apresentam um intervalo de tempo de 30 minutos para atingir velocidade de regime, tal controle de velocidade é impraticável. A segunda restrição, deve-se ao fato que teoricamente tal sistema não apresentada limitação ao torque gerado. Assim, tal toque pode ser superior a capacidade física da estrutura de fixação. Outro motivo para esta segunda restrição, deve-se que com ângulos de precessão próximos de 90° , a atuação do sistema na mitigação em oscilações em roll é praticamente nula, passando a atuar contra as oscilações em yaw. Todavia, devido as taxas de amortecimento e a inércia em yaw são muito superiores ao de roll, sua atuação é desprezível em vista da perda de atuação em roll (VEEM GYRO, 2010).

2.1.1.5 DESLOCAMENTO DE MASSA

Soluções do tipo de deslocamento de massa passivas são reconhecidas na literatura acadêmica como amortecedores de massa. Com destaque aos amortecedores de massa sintonizada, em inglês *Tuned Mass Damper* ou simplesmente TMD. Este tipo de dispositivo consiste de um dispositivo no qual uma massa, uma mola e um amortecedor são afixados a uma estrutura de modo a atuar na redução de sua resposta dinâmica. E, na concepção deste mecanismo, projeta-se que sua frequência seja sintonizada para uma particular frequência da estrutura, de modo que, quando esta frequência é excitada, o amortecedor passa a operar fora da fase do movimento da estrutura. E assim, está energia é dissipada pelo amortecedor de inércia atuando sobre a estrutura (CONNOR e LAFLAMME, 2014).



Figura 8 - Amortecedor de Massa Sintonizada (101 TAIPEI FINANCIAL CENTER CORP., 2004)

Este tipo de solução é convencionalmente utilizado em grandes construções civis, com destaque por sua implementação no edifício Taipei 101, oficialmente reconhecido como o prédio mais alto do mundo no ano de 2004. No qual apresenta uma esfera de 600 toneladas suspensa por cabos e amortecedores. O intuito deste sistema é atuar contrariamente aos efeitos dinâmicos do vento, e assim evitar deslocamentos excessivos do edifício.

2.1.2 SOLUÇÕES ATIVAS

Soluções ativas são soluções de controle nos quais são aplicadas forças em oposição as forças externas atuando na embarcação. Essas forças são geradas através de bombas, pistões e atuadores sejam elétricos ou hidráulicos. E devido a essa característica de necessidade de fornecimento de potência ao seu funcionamento, infelizmente, implementações comerciais de estabilizadores deste modelo apresentam um alto custo e são de complexa instalação e manutenção. E por essa razão, não são comumente utilizados em pequenas embarcações.

2.1.2.1 QUILHA ESTABILIZADORA

Quilhas Estabilizadoras, também chamadas em inglês por *Active Fin Stabilizers*, são pares de quilhas acopladas na lateral do casco da embarcação com o objetivo de reduzir oscilações em roll. Ao contrário de *Bilge Keels*, que são longas quilhas instaladas ao longo da embarcação, as quilhas estabilizadoras são relativamente compactas. Todavia, possuem posicionamento controlável, o seu ângulo de ataque em relação ao fluxo de água.

O ajuste no ângulo de ataque nas quilhas permitem a regulação da magnitude e direção das forças nelas geradas pelo fluxo de água, Figura 9. E consecutivamente, a partir de um controle, pode-se coordenar estes ângulos de ataque para proporcionar um momento

contrário as forças de excitações, tais como: ondas, o vento e movimentações internas de massa.

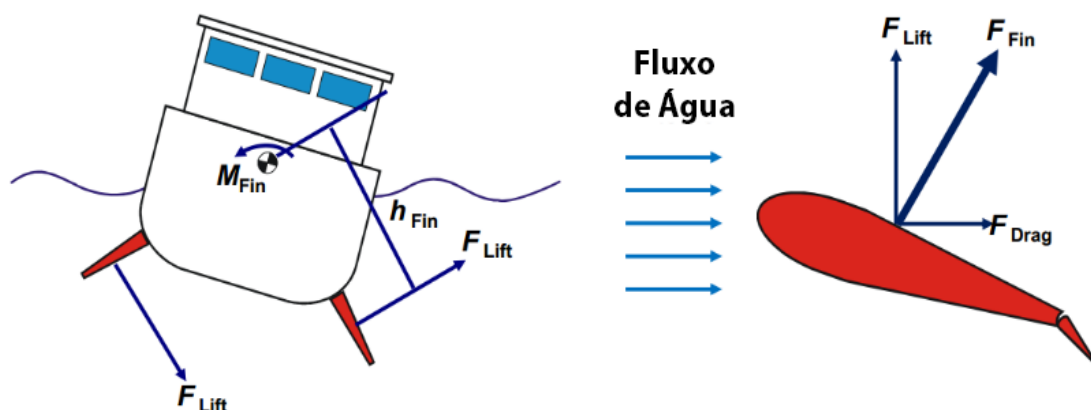


Figura 9 - Forças na Quilha (BLOHM + VOSS INDUSTRIES, 2012) (Adaptado)

Este tipo de sistema apresenta dois subcategorias: sistemas retráteis e sistemas não-retráteis, respectivamente Figura 10 e Figura 11. Quanto ao seu princípio de funcionamento, ambos os sistemas não se diferenciam. Todavia o sistema retrátil permite o recolhimento das quilhas para a parte interna na embarcação ao custo de espaço e maior peso do sistema. De modo que assim, quando tal sistema não é necessário, permita uma maior economia de combustível devido ao arrasto gerado por este sistema, como também ganho de manobrabilidade em águas rasas.



Figura 10 - Sistema Retrátil (BLOHM + VOSS INDUSTRIES, 2012)

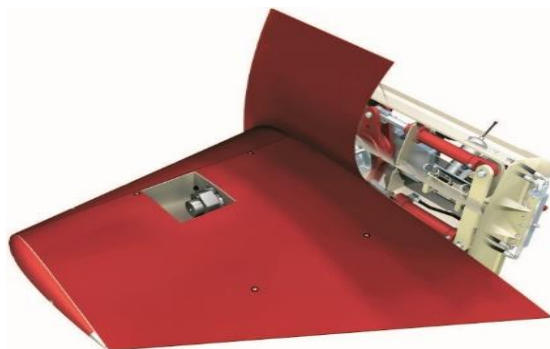


Figura 11 - Sistema Não-Retrátil (ROLLS-ROYCE, 2015)

Quanto ao seu desempenho, é reconhecido como o sistema mais efetivo de sua categoria, com um desempenho de 70~90% de atenuação das oscilações em roll (WENG, 1995). Todavia, pela adição destas quilhas ocorre um aumento do arrasto, e consecutivamente um aumento no consumo de combustível. Outro problema conciliado é a sua restrição de deslocamento, no qual modelos convencionais são ineficazes para a embarcação parada. Soluções denominadas “zero-speed” foram projetadas para remover esta restrição de deslocamento. Todavia tais soluções necessitam que suas quilhas sejam maiores e mais resistentes, para que possam realizar o deslocamento ativo de grandes

volumes de água necessários para estabilização da embarcação. Como consequência, devido ao tamanho adicional das quilhas, um arrasto e carga adicional são percebidos na embarcação, como também a necessidade de motor maiores e mais fortes. E assim, afetando negativamente a eficiência de combustível e velocidade da embarcação, devido aos esforços adicionais nos motores devido a sua presença.

2.1.2.2 ESTABILIZADORES GIROSCÓPICOS

Sistemas ativos de giro estabilizadores utilizam o mesmo conceito básico de sistemas passivos, todavia, se diferenciam quanto ao movimento de precessão. No primeiro, temos um sistema ativo para a geração do movimento de precessão e no segundo este movimento é gerado naturalmente e restringido mecanicamente.

Inicialmente se recomendava a utilização de tais sistemas ativos de movimento de precessão em grandes embarcações, devido ao seu grande porte e consecutivamente longo período de oscilação natural, pequenas oscilações causadas por colisões de pequenas ondas resultavam em pequenas taxas de precessão. E desta forma, resultando em uma resposta do sistema de estabilização praticamente nula ou pouco eficiente, e não fazendo uso de toda a capacidade do sistema (VEEM GYRO, 2010). Todavia, com a utilização de um sistema completamente ativo, também pode-se adicionar um controle adaptativo ao sistema, que procuraria utilizar configurações de controle ótimas de acordo com a situação e sem a necessidade de interação do usuário, sendo assim, também favorável para pequenas embarcações.

Assim, uma vez que já se faz necessária intervenção no movimento de precessão, limitação de sua taxa e intervalo, devido a fatores de segurança e restrições físicas (VEEM GYRO, 2010) e (HUSICK, 2008), pode-se ir mais além e adicionar um sistema completamente ativo para controlar via sensor o movimento de precessão, Figura 12, desconsiderando fatores externos como em um sistema passivo.

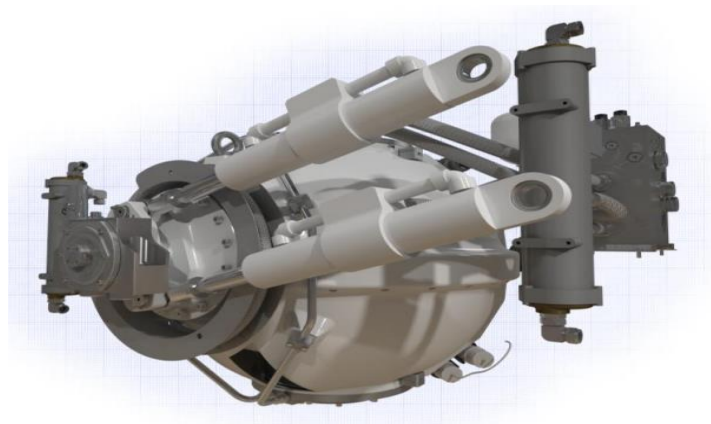


Figura 12 - Sistema Ativo de Movimento de Precessão (VEEM GYRO, 2010)

Todavia, com a adição do sistema ativo perde-se o perfeito sincronismo com as oscilações da embarcação, devido ao tempo de resposta dos sistemas físicos como também dos sensores (VEEM GYRO, 2010). Outro ponto negativo desta solução são o seu relativo alto custo, conciliado à necessidade de espaço interno, carga adicional e altos requerimentos de potência, apesar da utilização de câmeras à vácuo (HUSICK, 2008). Apesar de ser um sistema efetivo para qualquer situação, seja navegando, ancorado ou preso à doca. Um sistema de giro estabilizadores apresenta um retardo, dependendo do modelo, de 35~50 minutos até se tornar plenamente efetivo (HENSON, 2013), tempo no qual ocorre a aceleração segura da massa giroscópica até a velocidade de regime.

2.1.2.3 TANQUES ESTABILIZADORES

Um modelo genérico de um sistema de tanques estabilizadores ativo consiste de dois tanques interconectados por um canal, e uma bomba acoplada a este canal, Figura 13. A atuação desta bomba é regulada pelo sistema de controle, permitindo a regulação dos níveis destes tanques. Uma das principais vantagens deste sistema é a sua alta adaptabilidade, pois com a devida escolha de componentes, tal sistema é capaz de realizar a estabilização de embarcações para qualquer combinação de período natural de oscilação e frequências de onda (ESCALONA, 1971).

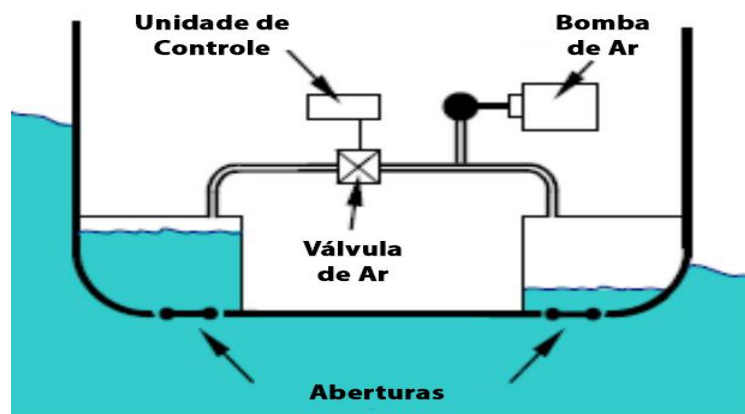


Figura 13 - Tanques Estabilizador Ativo (HALSE, ÆSØY e SPORSHEIM, 2012) (Adaptado)

Outra característica desta solução é a sua alta efetividade em ambientes com irregularidades na água. Pois uma vez que o período de oscilação do líquido é independente do período de oscilação da embarcação, o sistema de controle pode atuar rapidamente em resposta a estes estímulos externos.

A intervenção de um sistema deste na mitigação de oscilações é da ordem de 80% (HALSE, ÆSØY e SPORSHEIM, 2012), resultados melhores podem ser atingidos com projetos personalizados às características da embarcação e com a utilização de bombas mais

robustas. Todavia, a sua utilização apresenta algumas desvantagens, tais como o alto custo de instalação e manutenção deste sistema, a complexidade de sua instalação e controle.

2.1.2.4 DESLOCAMENTO DE MASSA

Considerando soluções ativas de deslocamento de massa, destacam-se dois tipos de aplicação. O primeiro tipo são os amortecedores de massa sintonizada ativos, em inglês *Active Tuned Mass Damper* ou ATMD, que consistem de uma variação de um TMD, que apresenta uma maior efetividade devido a manipulação do deslocamento da massa, Figura 14. Todavia, tal solução ainda requer a sintonização com a estrutura, e elevados requerimentos para os seus atuadores e alimentação (LEE e WANG, 2004).

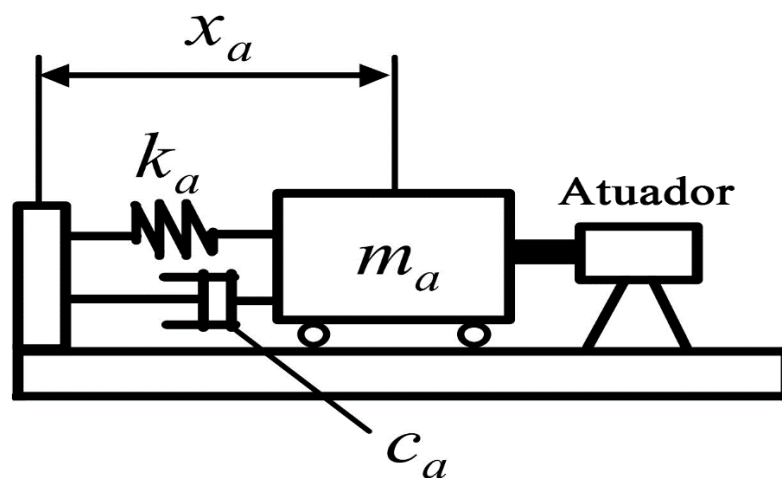


Figura 14 - Amortecedor de Massa Sintonizada Ativo (CASCIATI e CHEN, 2012) (Adaptado)

Em contrapartida, existem soluções do tipo amortecedor de massa ativo, em inglês *Active Mass Damper* ou AMD, que representa de uma solução muito similar ao ATMD. Todavia, tal solução não apresenta sintonização com a estrutura primária. Fato que resulta na redução dos requerimentos dos atuadores do sistema (LEE e WANG, 2004). A implementação deste tipo de solução apenas necessita de um mecanismo atuador, uma massa e as partes de captação de dados e controle de seu atuador.

Tratando-se de sua aplicação em embarcações, existe a sua utilização como um sistema direcionado a mitigação da aceleração percebida na embarcação. Os resultados obtidos neste estudo indicam uma mitigação de 80%, e uma resposta estável mesmo para altas frequências de estimulações (KAKINOUCI, ASANO, *et al.*, 1992).

2.2 SOLUÇÕES COMERCIAIS

Comercialmente as soluções ativas são predominantes, mais especificamente quilhas estabilizadoras e estabilizadores giroscópios. Quanto ao primeiro tipo, no mercado podem ser encontrados dispositivos para pequenas embarcações até cargueiros. Tais soluções podem ser adquiridas na (WESMAR, 2012) e (NAIAD DYNAMICS, 2008), para embarcações de pequeno-médio porte, e com a (ROLLS-ROYCE, 2015) e (BLOHM + VOSS INDUSTRIES, 2012) para grandes embarcações. Soluções giroscópicas são predominantemente para embarcações de pequeno-médio porte, que apresentam dois grandes nomes no mercado: (VEEM GYRO, 2016) e (SEA KEEPER, 2016).

Partindo para uma linha diferente de solução temos a empresa (HOPPE MARINE, 2004), que disponibiliza comercialmente soluções do tipo tanque para grandes embarcações, tais como cargueiros e transatlânticos. Dentre os seus produtos, destacam-se o FLUME™ e o U-Tank™. O primeiro produto é uma solução de tanque passiva e o segundo é uma solução do tipo ativa, nesta mesma empresa também são desenvolvidas outras soluções do tipo híbridas e ativas.

Também pode-se destacar o MagLift™ criado pela (QUANTUM MARINE, 2009), que utiliza o efeito Magnus para realizar a estabilização. Esta solução consiste de uma haste móvel cuja montagem é muito similar à uma quilha estabilizadora retrátil. Esta haste é cilíndrica e rotativa e sua operação está relacionada com o controle da posição, direção de giro e velocidade de rotação deste cilindro. Esta atuação possibilita a alteração da trajetória do fluido ao seu redor desta haste, e com uma devida coordenação uma atuação estabilizadora a embarcação. Como nas soluções do tipo quilha estabilizadora, a sua efetividade é proporcional a velocidade da embarcação, todavia, apresentam um menor coeficiente de arrasto e peso adicional, conjuntamente com uma maior eficiência em baixas velocidades (QUANTUM MARINE, 2010).

2.3 SOLUÇÕES ACADÊMICAS

No âmbito de soluções acadêmicas, restringindo-se apenas a soluções originalmente relacionadas a embarcações, durante a pesquisa sobre os diferentes tipos de sistemas estabilizadores percebeu-se uma predominância quanto ao estudo sobre o modelo de tanques. Destacam-se (MARZOUK e NAYFEH, 2009) pelo detalhado equacionamento do problema, (VAN DAALEN, KLEEFSMAN, *et al.*, 2000) pelo detalhamento dos fluidos no interior dos tanques e (HALSE, ÆSØY e SPORSHEIM, 2012) por sua abordagem de um ponto de vista mais prático, ao estudar critérios que possibilitem escolha de equipamentos para a

montagem de tal solução de acordo com o estudo das características da embarcação e resultados esperados.

Tratando-se de soluções do tipo de quilha estabilizadoras e giroscópicas, percebeu-se uma forte presença de soluções comerciais. Todavia, tratando-se de aplicações de quilhas estabilizadoras, (CAVALLARO, CACCIATO, *et al.*, 2014) realizou um excelente detalhamento de sua implementação e controle. E (ZHANG, 2014) sobre os seus estudos de controle em estabilizadores giroscópicos.

Quanto às soluções do tipo de deslocamento de massas temos um reduzido número de trabalhos destinados às aplicações náuticas, uma vez que este tipo de solução é convencionalmente utilizado em edificações. O primeiro relato de utilização de um sistema de massas com o intuito de mitigação do movimento oscilatórios em embarcações encontrado pelo autor consiste do trabalho de (SMITH e THOMAS III, 1990), sobre o nome de “Translação de Pesos Sólidos”. Todavia, não se encontrou cópias digitais dos artigos indicados, sabendo-se apenas que estes primeiros trabalhos apresentavam problemas com o posicionamento da carga de atuação. Em (KAKINOUCHI, ASANO, *et al.*, 1992) temos a primeira publicação documentada sobre tal sistema em embarcação. Nesta primeira publicação o objeto de estudo deste grupo era a mitigação da aceleração percebida na embarcação. Em (BRENDLINGER, GONZALEZ, *et al.*, 2004), temos a utilização de tal sistema em um pequeno veleiro com o intuito de realizar a redução da tripulação necessária para a sua navegação, através da utilização da massa como contrapesos nas manobras.

Tratando-se de pesquisas realizadas no Brasil, temos a caracterização dinâmica de embarcações amazônicas realizado por (SOARES e VIDAL, 2014). Trabalho este que resultou em uma proposta de um sistema de estabilização proposto por (SOARES, VIDAL e GUIMARÃES, 2010). Todavia, devido a sua construção, tal sistema apresentava uma alta precisão no posicionamento da massa, mas a sua velocidade de deslocamento não permitia a correta atuação sobre as oscilações da embarcação. Por fim, temos o SEMA, ou seja, Sistema de Estabilização Multi-Ativa, um projeto realizado através de uma parceria entre a Technomar, FAPESP, FINEP e CNPq. O princípio de funcionamento deste projeto consiste da utilização de dois propulsores na parte inferior do casco de uma pequena embarcação. Segundo dados divulgados, tal sistema apresenta uma eficiência de 80% na mitigação das oscilações em roll de uma embarcação (PILEGGI, 2011).

3 METODOLOGIA

Considerando-se os diferentes tipos de soluções para o problema de estabilidade, percebe-se que cada uma destas apresenta algum tipo de restrição e limitação quanto a sua utilização. Desta forma, a solução mais adequada é aquela que atende as restrições impostas pelo tipo de embarcação e as características de sua malha fluvial, não necessariamente restringindo-se a solução mais eficaz.

Dentre estas restrições temos o próprio canal de navegação, que são caracteristicamente estreitos, sendo também sujeitos a presença de detritos flutuantes e submersos e a invasão da flora. Por estas características, qualquer tipo de solução que resulte na adição mecanismos externos devem ser descartados, pois podem ser facilmente danificados em colisões ou presos no canal, assim, eliminam-se da lista de possíveis escolhas as soluções com quilhas externas e estabilizadores de arrasto.

Considerando-se que as soluções aplicáveis apresentam uma característica em comum de serem ditas internas, este grupo se restringe aos modelos de tanques, giroscópios e deslocamento de massa. Uma solução de tanque para este modelo de embarcação se torna pouco eficiente devido ao formato da embarcação, largura estreita e altura alta, pois devido a esta largura, o volume do tanque ocuparia uma porção considerável do espaço de carga para apresentar um desempenho aceitável, contrariando as suas práticas convencionais de transporte, dê-se carregar o maior volume possível de carga. Todavia considerando-se uma solução do tipo de deslocamento de massa, que utiliza um princípio de funcionamento similar a solução anterior, tal problema pode ser evitado, pois tem-se uma implementação mais compacta. E por fim, as soluções do tipo giroscópio, cuja efetividade teria que ser estudada, pois convencionalmente são instaladas em embarcações que apresentam um centro de gravidade próximo a secção de flutuabilidade.

Desta maneira, considerando-se as restrições impostas pelas características estruturais e finalidades de uso da embarcação em questão e da própria solução; e o mérito acadêmico do estudo da tal aplicação para uma finalidade náutica, propõem-se a adoção de um sistema de deslocamento de massa, cuja implementação consiste da utilização de um conjunto de engrenagens, polias, correia e um motor DC para o deslocamento de uma carga de atuação.

O modelamento e controle deste sistema foi realizado em quatro procedimentos, em que compreende os processos de identificação e modelagem matemática das oscilações de uma embarcação do tipo Recreio, o desenvolvimento do equacionamento do deslocamento da carga de atuação, seguido do equacionamento do torque exercido por este sistema estabilizador para uma dada posição de sua carga de atuação. E a etapa final, compreende

a implementação do controle neste sistema, de modo que o deslocamento carga de atuação atue para a mitigação da oscilação da embarcação.

3.1 MODELAGEM MATEMÁTICA DA EMBARCAÇÃO

O modelamento de oscilações exclusivamente em roll de uma embarcação é realizado a partir do somatório de torques entorno do eixo X (SHEIKH, 2008), desconsiderando-se atuações externas, resultando na seguinte equação diferencial de segunda ordem não linear com suas grandezas no SI:

$$I_{xx} \frac{d^2}{dt^2} \varphi + B \frac{d}{dt} \varphi + \Delta \times GZ(\varphi(t)) = 0 \quad (1)$$

Em que I_{xx} , B , Δ e a função GZ correspondem respectivamente ao momento de inércia da embarcação em torno do eixo X; ao coeficiente de amortecimento em Roll; o peso da embarcação, equivalente ao peso do volume de água deslocado por seu casco, denominado peso deslocado ou simplesmente deslocamento; e a distância desloca do ponto de atuação da força de empuxo em relação ao ponto de aplicação da força peso, de nominada braço de alavanca.

O peso deslocado pode ser identificado com o auxílio da documentação da embarcação, a partir da análise do formato do casco e sua disposição de cargas. De forma geral, de posse desta informação, temos que:

$$\Delta = V_{\text{água deslocada}} \times \rho_{\text{água}} \times g = M_{\text{barco}} \times g \quad (2)$$

O procedimento realizado para a identificação dos outros termos necessários para este equacionamento consistiu da utilização do modelamento de estimação de coeficientes descrito em (SHEIKH, 2008), conjuntamente a caracterização dinâmica de uma destas embarcações do tipo “Recreio” desenvolvida por (SOARES e VIDAL, 2014). Desta forma, a partir do modelamento temos que:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{\Delta \times GM_0}{I_{xx}}} \quad (3)$$

$$B = \zeta \times B_{CR} \quad (4)$$

$$B_{CR} = 2 \times \omega_R \times I_{xx} \quad (5)$$

Em que ω_d , ω_R , GM_0 , ζ e B_{CR} correspondem respectivamente a frequência angular de roll, que pode ser inferido a partir do período de oscilação da embarcação; a frequência angular natural de roll da embarcação; a altura de metacentro da embarcação inicial; ao fator

de amortecimento, aproximadamente 2~3% em baixa velocidade e 5~6% em alta velocidade, podendo atingir 10% com grandes oscilações (SHEIKH, 2008); e o coeficiente de amortecimento crítico da embarcação.

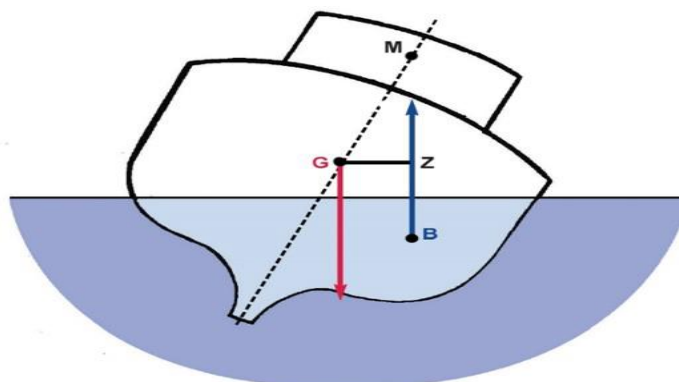


Figura 15 - Metacentro (PLATO, 2011) (Adaptado)

O metacentro de uma embarcação consiste do ponto encontro entre o prolongamento do vetor da força de empuxo com o plano diametral, respectivamente o vetor com origem no centro de flutuabilidade da embarcação que é marcado na Figura 15 como o Ponto B; e o plano vertical central da embarcação, para uma dada inclinação sem que ocorra inundação, marcado como o Ponto M. Desta maneira, a altura de metacentro da embarcação consiste da distância entre este centro de gravidade da embarcação, marcado na imagem anterior como o Ponto G, e este metacentro. Esta mesma imagem, também permite a compreensão da função **GZ**, que gráfica representa a distância entre os Pontos G e o Ponto Z para diferentes ângulos de inclinação. Essa distância GZ descreve o braço de alavanca da força de empuxo, a representação gráfica da desta função GZ recebe o nome de Curva GZ, Figura 16, que pode ser gerada de forma experimental (SOARES e VIDAL, 2014), a partir da avaliação da flutuabilidade da embarcação quanto a sua inclinação, ou de forma simulada (ZHANG, 2014), com o conhecimento do formato do casco e cargas da embarcação.

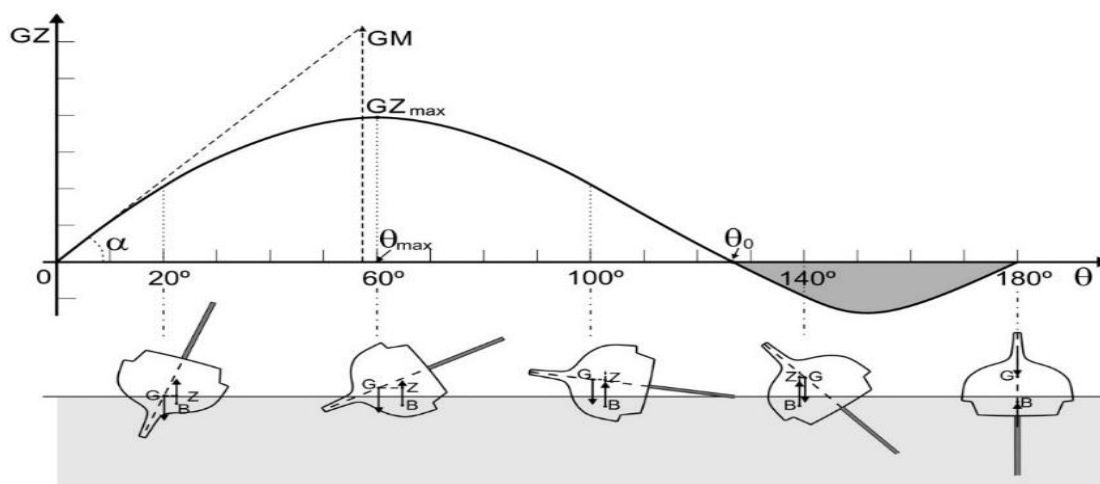


Figura 16 - Curva GZ Genérica (PALENCIA, 2015)

Desta forma, conforme a embarcação é inclinada o centro de flutuabilidade desloca-se do plano diametral, todavia, o centro de gravidade permanece imóvel. E considerando-se que para a maioria das embarcações para inclinações até 10 graus o gradiente da altura de metacentro é constante, a função **GZ** pode ser aproximada por uma função de primeira ordem em função da inclinação e a altura de metacentro inicial (IBRAHIM e GRACE, 2010) e (BERTRAM, KOBYLINSKI, *et al.*, 2008).

$$GZ(\varphi) = GM_0 \times \sin(\varphi) \quad (6)$$

Ao se considerar uma aproximação da parte não linear da equação, o que resulta em um equacionamento de equações lineares de segunda ordem para pequenas oscilações, devido a seguinte aproximação:

$$GZ(\varphi) \approx GM_0 \times \varphi \quad (7)$$

Deste modo, a partir das equações 2, 3, 4, 5 e 7 podemos reescrever a equação 1 como:

$$\frac{\Delta \times GM_0}{\omega_d^2} \frac{d^2}{dt^2} \varphi + 2 \times \zeta \times \omega_R \frac{\Delta \times GM_0}{\omega_d^2} \frac{d}{dt} \varphi + \Delta \times GM_0 \times \varphi = 0 \quad (8)$$

Que pode ser simplificada para:

$$\frac{d^2}{dt^2} \varphi + 2 \times \zeta \times \omega_R \frac{d}{dt} \varphi + \omega_d^2 \times \varphi = 0 \quad (9)$$

Assim, para a identificação dos parâmetros da embarcação tomou-se como referência o trabalho de (SOARES e VIDAL, 2014), em que realizou-se a caracterização dinâmica de um modelo em madeira em escala de 1:25 de uma embarcação do tipo Recreio. Neste trabalho determinou-se que o modelo reduzido deveria apresentar um deslocamento de 6.45 kg para à equivalência com a embarcação em escala real, todavia, apenas a parte inferior do casco foi construído, sendo necessário o acréscimo de cargas adicionais para regular a posição do centro de massa da embarcação e seu momento de inércia. Uma vez que tais ajustes foram realizados, o modelo reduzido apresentou um período de oscilação de 1.1 segundos, um fator de amortecimento estimado de 7,6%, uma frequência angular natural de roll de 5.72 rad/s e a seguinte Curva GZ.

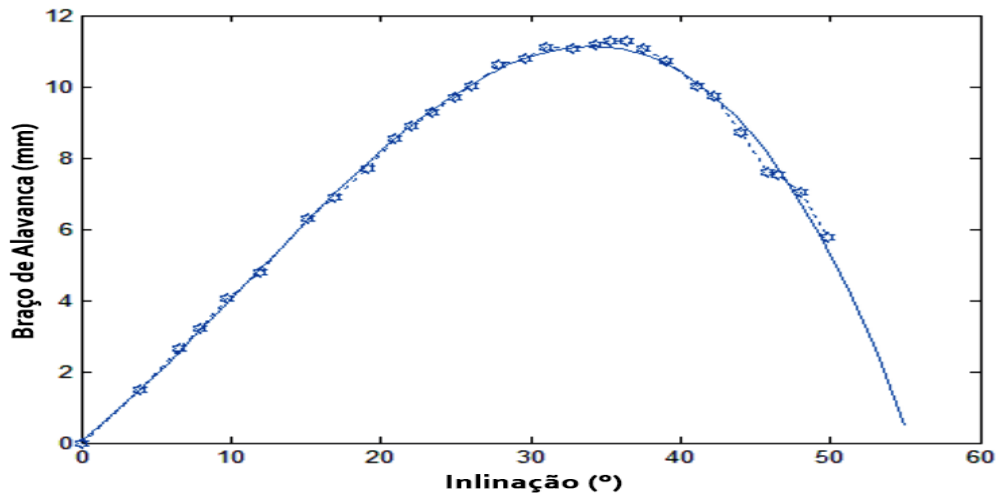


Figura 17 - Curva GZ Experimental (SOARES e VIDAL, 2014)

Desta forma, considerando-se uma pequena inclinação, pode-se estimar a altura de metacentro inicial a partir da curva GZ experimental e a equação 7.

$$GM_0 \approx \frac{GZ(10^\circ)}{0.174533 \text{ rad}} = 0.0229183 \text{ m} \quad (10)$$

Realizando-se a substituição dos demais dados experimentais no equacionamento descrito acima, temos que:

$$\Delta = 6.45 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 63.2745 \frac{\text{kg} \times \text{m}}{\text{s}^2} \quad (11)$$

$$\omega_d = \frac{2\pi}{1.1 \text{ s}} = 5.7120 \text{ rad/s} \quad (12)$$

$$I_{xx} = 0.0444 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (13)$$

$$B_{CR} = 0.5084 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}} \quad (14)$$

3.2 SISTEMA DE ESTABILIZAÇÃO

O tipo de sistema estabilizador escolhido para este projeto foi um AMD. Ou seja, um amortecedor de massa ativo (*Active Mass Damper*), que consiste de um sistema de massa com deslocamento uniaxial. No modelo deste projeto, esta massa é afixada a um carro que desliza sobre guias, que é movido por uma correia conectada a um motor através de um conjunto de polias e engrenagens, representado pela Figura 18.

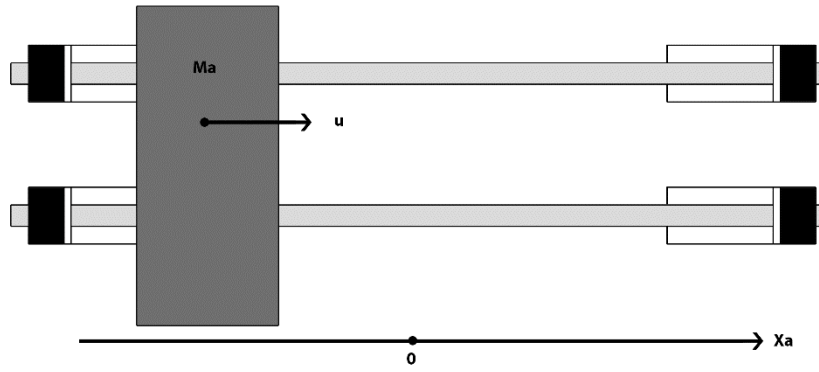


Figura 18 - Modelo de AMD Proposto

O equacionamento deste modelo de AMD pode ser realizado a partir do somatório de forças, como descrito por (ABREU, LOPES JR. e BRENNAN, 2010), e para efeito de tal modelamento tem-se:

$$F(t) = m_a \frac{d^2}{dt^2} x_a(t) \quad (15)$$

$$F(t) = u(t) \quad (16)$$

Onde x_a , m_a e u representam respectivamente: o deslocamento do carrinho sobre os trilhos, a massa do carrinho e sua carga acoplada, e a força de controle exercida pelo sistema de controle. Todavia, no modelamento de (YU, THENOZHI e LI, 2014), sugere-se também o equacionamento do atrito de Columb existente nas guias do carrinho. Desta forma, adiciona-se tal termo à equação 20, temos que:

$$F(t) = u(t) - e_a \times m_a \times g \times \tanh\left(\beta_a \frac{d}{dt} x_a(t)\right) \quad (17)$$

Onde a representação do atrito de Columb é realizada através de uma tangente hiperbólica, dependendo de uma constante β_a grande positiva, e no qual e_a é o coeficiente de atrito entre as partes móveis do carrinho e suas guias (YU, THENOZHI e LI, 2014).

Ao analisar a planta física do experimento, percebe-se que atrito de Columb pode ser ignorado, caso seja observado que sua contribuição em comparativo com a atuação no motor seja desproporcional. Tal situação pode ser observada com uso devido de lubrificantes nas guias, rolamentos de esferas e guias devidamente polidas. Assim, realizando tais simplificações na equação 17, temos que:

$$F(t) = u(t) \quad (18)$$

Relacionando as equações 15 e 18, temos que:

$$m_a \frac{d^2}{dt^2} x_a(t) = u(t) \quad (19)$$

O deslocamento x_a pode ser descrito em termos do motor. De modo que ao optarmos por um sistema de transmissão de força similar ao utilizado pela planta física, transmissão via correia, desconsiderando-se possíveis deslizamento, e um trem de engrenagens composto como na Figura 19.

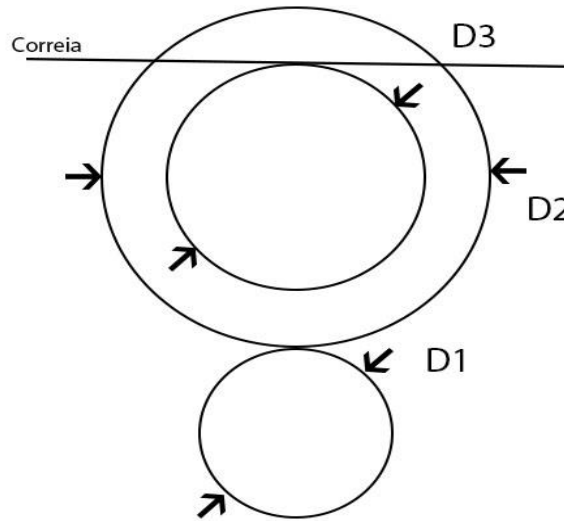


Figura 19 - Conjunto de Engrenagens

No qual na imagem D_1 , D_2 , D_3 são respectivamente os diâmetros da engrenagem acoplada ao motor, engrenagem de torque e engrenagem de transmissão. Salienta-se tal configuração de engrenagens possibilita o aumento do torque aplicado, ao custo da redução da velocidade de rotação. Assim, considerando-se o que giro acopladas engrenagens acopladas ao motor e a engrenagem de transmissão respectivamente como θ_m e θ_e , pode-se descrever o deslocamento linear do carrinho da forma:

$$x_a(t) = \theta_e(t) \times \frac{D_3}{2} \quad (20)$$

$$\theta_e(t) = \theta_m(t) \times \frac{D_1}{D_2} \quad (21)$$

Substituindo a equação 21 na equação 20, temos que:

$$x_a(t) = \theta_m(t) \times \frac{D_1 \times D_3}{2 \times D_2} \quad (22)$$

Por fim, substituindo a equação 22 na equação 19, temos que:

$$u(t) = \frac{m_a \times D_1 \times D_3}{2 \times D_2} \frac{d^2}{dt^2} \theta_m(t) \quad (23)$$

Assim, em posse do equacionamento da força de controle u , pode-se realizar o torque exercido pelo motor DC do ponto de vista mecânico.

$$\tau(t) = u(t) \times \frac{D_3}{2} + J_m \frac{d^2}{dt^2} \theta_m(t) + B_m \frac{d}{dt} \theta_m(t) \quad (24)$$

E caso ainda sejam considerados os momentos de inércias das partes móveis do sistema, no caso as engrenagens conectadas ao motor, de forma similar ao descrito por (YU, THENOZHI e LI, 2014). O equacionamento do torque modifica-se para:

$$\tau(t) = u(t) \times \frac{D_3}{2} + (J_m + J_{E1}) \frac{d^2}{dt^2} \theta_m(t) + J_{E2} \times \frac{d^2}{dt^2} \theta_e(t) + B_m \frac{d}{dt} \theta_m(t) \quad (25)$$

Onde os termos J_m , J_{E1} e J_{E2} são respectivamente os momentos de inércia das partes móveis do motor DC, das engrenagens do pinhão e da coroa. Assim, realizando a substituição da equação 21 na equação 25, e então a sua Transformada de Laplace, temos que:

$$\tau(s) = u(s) \times \frac{D_3}{2} + \left(J_m + J_{E1} + J_{E2} \frac{D_1}{D_2} \right) \theta_m(s) \times s^2 + B_m \times \theta_m(s) \times s \quad (26)$$

Todavia, devido a magnitude do projeto os momentos de inércia das engrenagens, J_{E1} e J_{E2} podem ser ignorados. Uma vez que as engrenagens utilizadas são de pequeno porte e massa praticamente desprezível. Temos que:

$$\tau(s) = u(s) \times \frac{D_3}{2} + J_m \times \theta_m(s) \times s^2 + B_m \times \theta_m(s) \times s \quad (27)$$

Substituindo a Transformada de Laplace da equação 23 na equação 27, temos que:

$$\tau(s) = \left(J_m + \frac{m_a \times D_1 \times D_3^2}{4 \times D_2} \right) \theta_m(s) \times s^2 + B_m \times \theta_m(s) \times s \quad (28)$$

Considerando-se J_s , como um parâmetro do sistema de estabilização constante:

$$J_s = \frac{m_a \times D_1 \times D_3^2}{4 \times D_2} \quad (29)$$

Assim, substituindo a equação 29 na equação 28, temos que:

$$\tau(s) = (J_m + J_s) \theta_m(s) \times s^2 + B_m \times \theta_m(s) \times s \quad (30)$$

Todavia, tal equacionamento do torque é do ponto de vista mecânico, este mesmo torque pode ser equacionado do ponto de vista elétrico, em termos que de fato podem ser controlados.

$$\tau(t) = k_1 \times \sigma \times I_a(t) \quad (31)$$

Onde a variável σ é a densidade do fluxo magnético no motor, k_1 é a constante de armadura, relacionada com o geometria e propriedades magnéticas das espiras; e I_a é a corrente de armadura fornecida ao motor. Apesar de ser possível controlar a corrente de um motor DC, normalmente é apenas realizado o controle da tensão em seus terminais através de um sinal PWM, como no controle a ser realizado neste trabalho. A densidade do fluxo para efeitos práticos pode ser modelado como constante. Deste modo, pode-se reescrever a equação 27 da forma:

$$\tau(t) = K_\tau \times I_a(t) \quad (32)$$

Analisando o modelo matemático de um Motor DC descrito em (VARGAS, 2009), em que modela-se o motor DC como um transdutor que converte energia elétrica em energia mecânica, Figura 20.

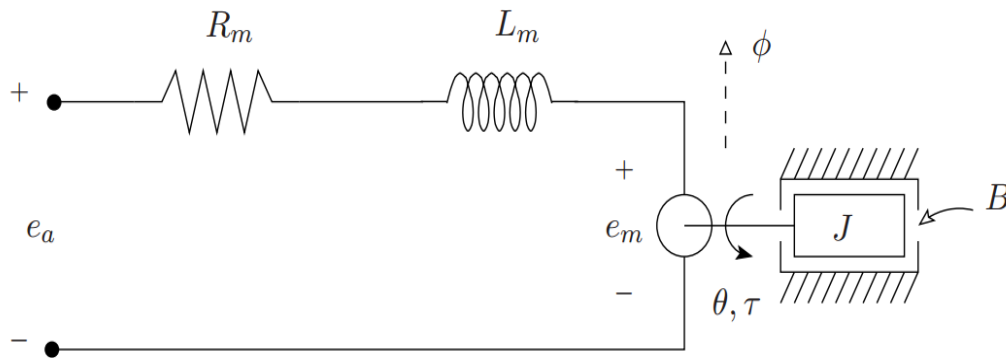


Figura 20 - Circuito Esquemático de um Motor DC (VARGAS, 2009)

A partir do cálculo da Lei das Malhas no circuito da armadura do motor, podemos caracterizar a corrente de armadura I_a do motor e a tensão de armadura E_a .

$$E_a(s) = (L_m \times s + R_m) \times I_a(s) + E_m(s) \quad (33)$$

Resolvendo a equação 33 para a corrente de armadura $I_a(s)$:

$$I_a(s) = \frac{E_a(s) - E_m(s)}{L_m \times s + R_m} \quad (34)$$

Onde L_m e R_m são a indutância e resistência do circuito de armadura. E o termo E_m é conhecido como tensão contra eletromotriz, que é essencialmente uma queda de tensão que ocorre devido a uma indução eletromagnética nas espiras do motor. Resultando em uma ação contrária a tensão aplicada nos terminais do motor, o que acarreta em uma redução na tensão percebida pela armadura, e consecutivamente na corrente da armadura. Essa tensão pode ser representada da forma:

$$E_m(t) = K \times \sigma \frac{d}{dt} \theta_m \quad (35)$$

Onde **K** representa um parâmetro do motor e de forma análoga ao realizado na equação 31, pode-se considerar a densidade do fluxo como constante. Ressalta-se que devido à esta característica, pode-se utilizar as medições da tensão contra eletromotriz para a estimação da velocidade angular do motor ω_m de forma indireta e não invasiva, devido a facilidade da determinação de diferenças de níveis de tensão com um multímetro.

$$E_m(t) = K_m \frac{d}{dt} \theta_m \quad (36)$$

Substituindo a Transformada de Laplace da equação 36 na equação 34, temos que:

$$I_a(s) = \frac{E_a(s) - K_m \times \theta_m \times s}{L_m \times s + R_m} \quad (37)$$

Considerando-se a Transformada de Laplace na equação 32, e conjuntamente a equação 37, temos que:

$$\tau(s) = K_\tau \frac{E_a(s) - K_m \times \theta_m \times s}{L_m \times s + R_m} \quad (38)$$

Relacionando-se as equações 30 e 38, temos o modelo eletromecânico do sistema:

$$\frac{\theta_m}{E_a}(s) = \frac{K_\tau}{L_m \times (J_m + J_s)s^3 + (B_m \times L_m + R_m(J_m + J_s))s^2 + (B_m \times R_m + K_\tau \times K_m)s} \quad (39)$$

Considerando-se os parâmetros do motor e do sistema de estabilização como constantes, pode-se simplificar a equação 39:

$$\frac{\theta_m}{E_a}(s) = \frac{K_\tau}{P_3 s^2 + P_2 s + P_1} \times \frac{1}{s} \quad (40)$$

Onde **P₁**, **P₂** e **P₃** representam respectivamente:

$$P_1 = B_m \times R_m + K_\tau \times K_m \quad (41)$$

$$P_2 = B_m \times L_m + R_m(J_m + J_s) \quad (42)$$

$$P_3 = L_m \times (J_m + J_s) \quad (43)$$

Considerando-se que em motor DC a indutância de sua armadura apresenta valores muito pequenos, como observado em (MOURA, 2014) e utilizado por (BATORE, MUHAMMAD e ABDULLAHI, 2013), tal fato permite a simplificação da equação 39. E assim, resultando na redução ordem do denominador e no seguinte equacionamento, denominado modelo identificado do sistema:

$$\frac{\theta_m}{E_a}(s) = \frac{\frac{K_\tau}{R_m(J_m + J_s)}}{s^2 + \frac{1}{(J_m + J_s)}\left(B_m + \frac{K_\tau \times K_m}{R_m}\right)s} \quad (44)$$

Assim, de forma similar ao realizado à equação 40, temos que:

$$\frac{\theta_m}{E_a}(s) = \frac{K_s}{s + A_s} \times \frac{1}{s} \quad (45)$$

No qual, temos que K_s e A_s representam respectivamente:

$$K_s = \frac{K_\tau}{R_m(J_m + J_s)} \quad (46)$$

$$A_s = \frac{1}{(J_m + J_s)}\left(B_m + \frac{K_\tau \times K_m}{R_m}\right) \quad (47)$$

Desta forma, o controle da posição da massa pode ser realizado a partir do controle da posição do motor, que na planta física tal procedimento é realizado com auxílio do encoder conectado ao eixo de giro do motor. Por fim, comparando-se os modelos desenvolvidos, temos o modelo eletromecânico, que utiliza parâmetros do motor DC; e o modelo identificado, que utiliza um processo de identificação da planta física. Em que para o primeiro modelo apresenta a vantagem de apenas ser necessidade a realização de um único procedimento de identificação, respectivamente de parâmetros físicos do motor DC, para qualquer configuração de carga de atuação adicionada ao carrinho. E o segundo apresentar um comportamento mais específico.

3.3 SISTEMA ACOPLADO

O equacionamento do sistema acoplado é realizado de modo que permita avaliar a atuação do sistema de estabilização sobre as oscilações em roll de uma embarcação, todavia, os equacionamentos realizados para a embarcação e o sistema de estabilização descrevem grandezas diferentes, em que o primeiro descreve um sistema de forças, e o segundo um sistema de torques. Desta forma, temos que a partir do equacionamento do sistema de estabilização descrever o torque produzido por sua operação, considerando principalmente a parcela gerada pela posição e deslocamento da massa.

Para essa análise, podemos para fim de equacionamento, pode-se simplificar a distribuição de massas do sistema de estabilizador em duas porções: componentes estáticos e componentes móveis.

$$M = M_e + M_a \quad (48)$$

Onde ***Me*** descreve a massa da estrutura, ou seja, as partes fixas: guias lineares, suportes, motor DC e sensores; e ***Ma*** a massa das partes móveis do sistema: rolamentos, carrinho, carga adicional e suporte de afixação da carga.

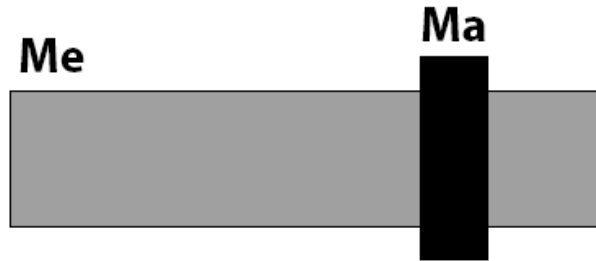


Figura 21 - Distribuição de Massas do Sistema de Estabilização

Assim, agora temos que analisar a maneira de como este sistema de estabilização será instalado na embarcação. Supõem-se que existem duas maneiras de se realizar tal acoplamento: sem balanceamento de cargas, Figura 22; e com balanceamento de cargas, Figura 23.

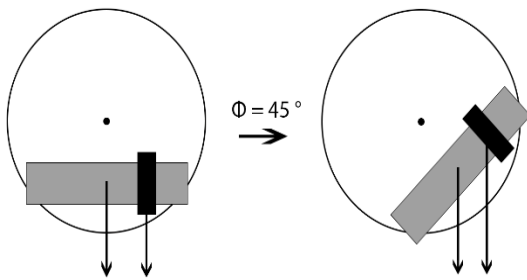


Figura 22 - Acoplamento Sem Balanceamento de Carga

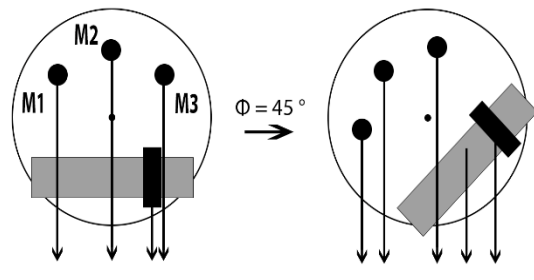


Figura 23 - Acoplamento Com Balanceamento de Carga

O torque resultante devido à atuação das forças pesos destes modelos pode ser representado para o caso sem e com balanceamento, respectivamente como:

$$\tau = \tau_e + \tau_a \quad (49)$$

$$\tau = \tau_e + \tau_a + \tau_b \quad (50)$$

Onde ***Te***, ***Ta***, ***Tb*** representam respectivamente os torques gerados pela atuação do peso: da estrutura, da carga de atuação e das cargas de balanceamento. Assim, a função destas cargas adicionais é de atuar como contrapesos à estrutura do sistema de estabilização. De modo que, para que o torque resultante para uma dada variação da inclinação da embarcação seja unicamente o torque gerado pela parte móvel do sistema e sua carga de atuação, temos que:

$$\tau_e + \tau_b = 0 \quad (51)$$

Em ambos os modelos, descritos pelas equações 49 e 50, as parcelas de torque τ_e e τ_a apresentam um mesmo modelamento, caso sejam posicionadas em posições equivalentes, como realizado nas representações gráficas.

$$\tau_e = L_e \times W_e \quad (52)$$

$$\tau_a = L_a \times W_a \quad (53)$$

Onde W_e e W_a representam as forças peso da estrutura e da carga de atuação do sistema de estabilização, e são caracterizadas da seguinte forma:

$$W_e = m_e \times g \quad (54)$$

$$W_a = m_a \times g \quad (55)$$

Considerando-se uma inclinação à direita, ϕ positivo, para a determinação dos braços de alavanca, L_e e L_a , teremos que analisar duas situações de x_a : positivo e negativo. No qual, considera-se como posição positiva deslocamentos de x_a à direita a partir da posição central das guias, posição de repouso e equilíbrio.

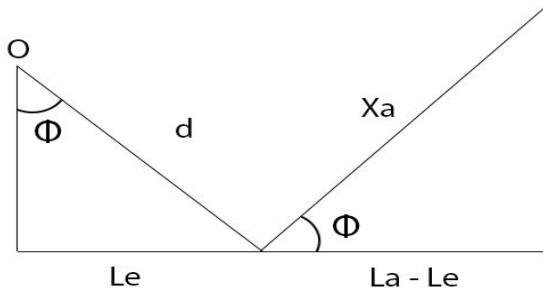


Figura 24 - Braço de Alavanca - ϕ Positivo e x_a Positivo

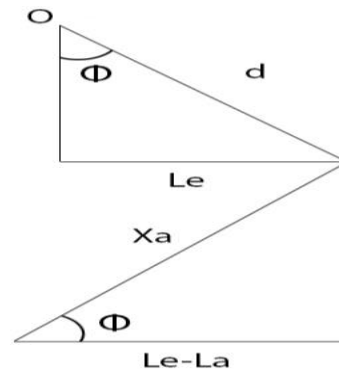


Figura 25 - Braço de Alavanca - ϕ Positivo e x_a Negativo

Assim, com o auxílio de geometria básica pode-se equacionar os parâmetros em função de seu posicionamento e oscilação no dado momento. No qual, se observa que o parâmetro d , representa a distância entre o centro do disco até o centro de massa da parte estrutural, que por construção se encontra na porção central desta mesma estrutura.

$$L_e = d \times \sin(|\phi|), \phi \geq 0 \quad (56)$$

$$L_a - L_e = |x_a| \times \cos(|\phi|), \phi \geq 0, x_a \geq 0 \quad (57)$$

$$L_a = |x_a| \times \cos(|\phi|) + d \times \sin(|\phi|), \phi \geq 0, x_a \geq 0 \quad (58)$$

Para o equacionamento destes braços de alavanca para uma mesma inclinação, mas com o carrinho do sistema em uma posição negativa, temos que:

$$L_e - L_a = |x_a| \times \cos(|\varphi|), \varphi \geq 0, x_a < 0 \quad (59)$$

$$L_a = -|x_a| \times \cos(|\varphi|) + d \times \sin(|\varphi|), \varphi \geq 0, x_a < 0 \quad (60)$$

Todavia, as equações 56, 58 e 60 apenas podem ser utilizadas para ângulos de inclinações positivas. Realizando-se um procedimento de análise análogo ao realizado acima para uma inclinação negativa, podemos determinar todas equações dos braços de alavanca. Considerando-se inicialmente uma inclinação negativa e um deslocamento positivo, temos a seguinte configuração:

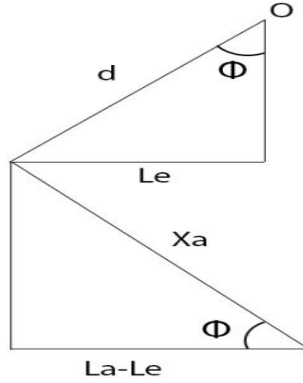


Figura 26 - Braço de Alavanca - φ Negativo e x_a Positivo

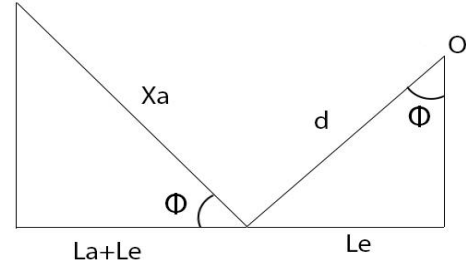


Figura 27 - Braço de Alavanca - φ Negativo e x_a Negativo

Assim, considerando-se a primeira situação, Figura 26, temos que:

$$L_e = -d \times \sin(|\varphi|), \varphi < 0 \quad (61)$$

$$L_a - L_e = |x_a| \times \cos(|\varphi|), \varphi < 0, x_a \geq 0 \quad (62)$$

$$L_a = |x_a| \times \cos(|\varphi|) - d \times \sin(|\varphi|), \varphi < 0, x_a \geq 0 \quad (63)$$

E considerando-se agora a situação no qual o carrinho se encontra em uma posição negativa, Figura 27, temos que:

$$L_a - L_e = -|x_a| \times \cos(|\varphi|), \varphi < 0, x_a < 0 \quad (64)$$

$$L_a = -|x_a| \times \cos(|\varphi|) - d \times \sin(|\varphi|), \varphi < 0, x_a < 0 \quad (65)$$

Assim, ao analisarmos as equações 56, 58, 60, 61, 63 e 65 quanto ao sinal do deslocamento x_a , φ em intervalo de -90 à 90 graus e propriedades de trigonometrias. A partir de tais considerações obtém-se a unificação destas seis equações em duas equações universais para a descrição dos braços de alavanca L_a e L_e :

$$L_e = d \times \sin(\varphi) \quad (66)$$

$$L_a = x_a \times \cos(\varphi) + d \times \sin(\varphi) \quad (67)$$

Desta forma, podemos mapear estes braços de alavanca de duas maneiras. A primeira ao se considerar somente a variação da inclinação da embarcação e uma posição da massa fixa, Figura 28. E a segunda maneira, com a inclinação fixa e posição da massa variável, Figura 29. Na Figura 28, as curvas $L_a (+)$ e $L_a (-)$ representam respectivamente as situações em que a massa de atuação estão posicionadas nos extremos positivo e negativo das guias.

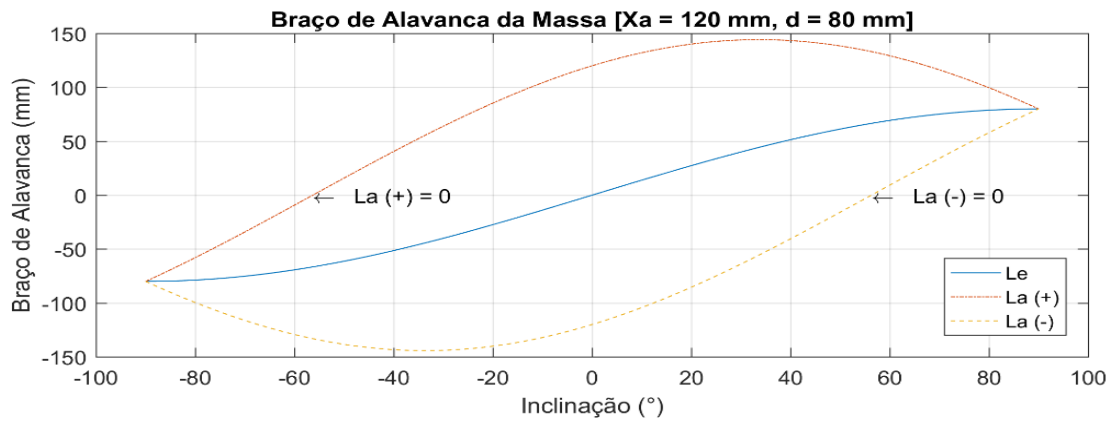


Figura 28 - Braço de Alavanca - x_a Fixo

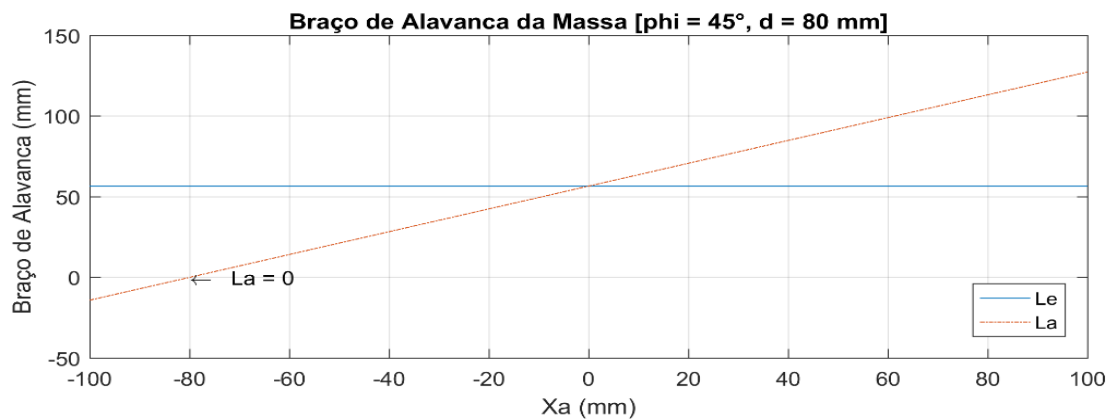


Figura 29 - Braço de Alavanca - ϕ Fixo

Analisando-se os pontos marcados no gráfico, $L_a = 0$, temos a situação no qual ocorre a inversão da atuação do sistema de estabilização. Ponto no qual devido à uma inclinação no sistema e a dada distância x_a , temos que ao contrário do desejado o torque exercido pela massa atua em favor do incremento desta inclinação. Uma vez que se deseja para uma dada inclinação da embarcação, que o sistema de estabilização forneça um torque restaurador. Ou seja, para uma inclinação positiva o braço de alavanca da massa deve ser positivo e vice-versa.

Do ponto de vista de controle, no qual se utiliza a inclinação da embarcação como uma variável observada e a distância x_a como variável controlada. Pode estimar as distâncias x_a em que levam a tal situação:

$$x_a < -d \times \tan(\phi), \phi \geq 0 \quad (68)$$

$$x_a > -d \times tg(\varphi), \varphi < 0 \quad (69)$$

Unificando as equações 68 e 69, e simplificando para uma rápida compreensão das grandezas em questão. Temos que:

$$x_a \begin{cases} < -d \times tg(|\varphi|), \varphi \geq 0 \\ > +d \times tg(|\varphi|), \varphi < 0 \end{cases} \quad (70)$$

O torque gerado pelas as cargas de balanceamento, τ_b , consiste do torque resultante gerado pela atuação do peso das três massas de carga adicionais anexadas ao disco do experimento, que modela-se com três massas idênticas, o que resulta no seguinte equacionamento de torque:

$$\tau_b = (L_1 + L_2 + L_3) \times W_{1,2,3} \quad (71)$$

Onde o comportamento dos braços de alavanca L_1 , L_2 e L_3 podem ser representados da seguinte maneira no espaço para uma dada inclinação na embarcação.

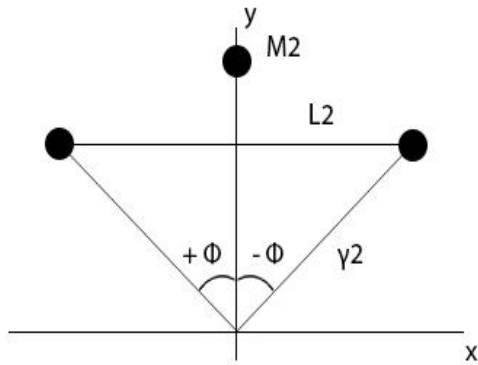


Figura 30 - Braço de Alavanca L_2

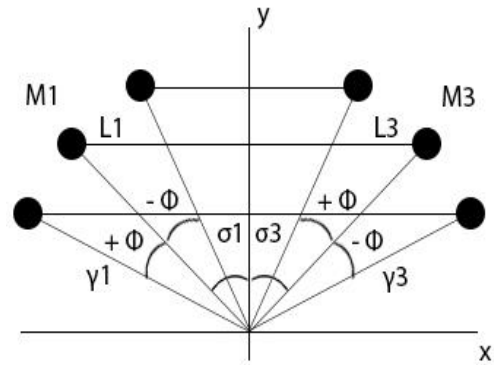


Figura 31 - Braço de Alavanca L_1 e L_3

Assim, os termos L_1 , L_2 e L_3 da equação 71, com o auxílio da Figura 30 e da Figura 31, podem ser equacionados da seguinte maneira:

$$L_1 = -\gamma_1 \times \text{sen}(\sigma_1 + \varphi) \quad (72)$$

$$L_2 = -\gamma_2 \times \text{sen}(\varphi) \quad (73)$$

$$L_3 = \gamma_3 \times \text{sen}(\sigma_2 - \varphi) \quad (74)$$

$$L_T = L_1 + L_2 + L_3 \quad (75)$$

Onde σ_i e γ_i são respectivamente o ângulo e a hipotenusa do triângulo resultante da análise da posição inicial das massas M_1 e M_3 no espaço.

$$\gamma_i^2 = x_i^2 + y_i^2 \quad (76)$$

$$\sigma_i = \arctg\left(\frac{|x_i|}{|y_i|}\right) \quad (77)$$

Assim, utilizando as equações 72, 73 e 74 podemos mapear os braços da carga de balanceamento com a inclinação da embarcação, Figura 32. E com a equações 66 e 75, considerando-se que a massa da carga de balanceamento total seja idêntica a massa da estrutura do sistema de estabilização e que por exemplo estejam dispostas da forma: $M_1(-80,40)$, $M_2(0,40)$, $M_3(80,40)$, $CG(0,-120)$. Podemos visualizar na Figura 33, que um devido posicionamento destas massas verifica-se a equação 51, que indica que o torques gerados pela presença da estrutura e as cargas de balanceamento se anulam.

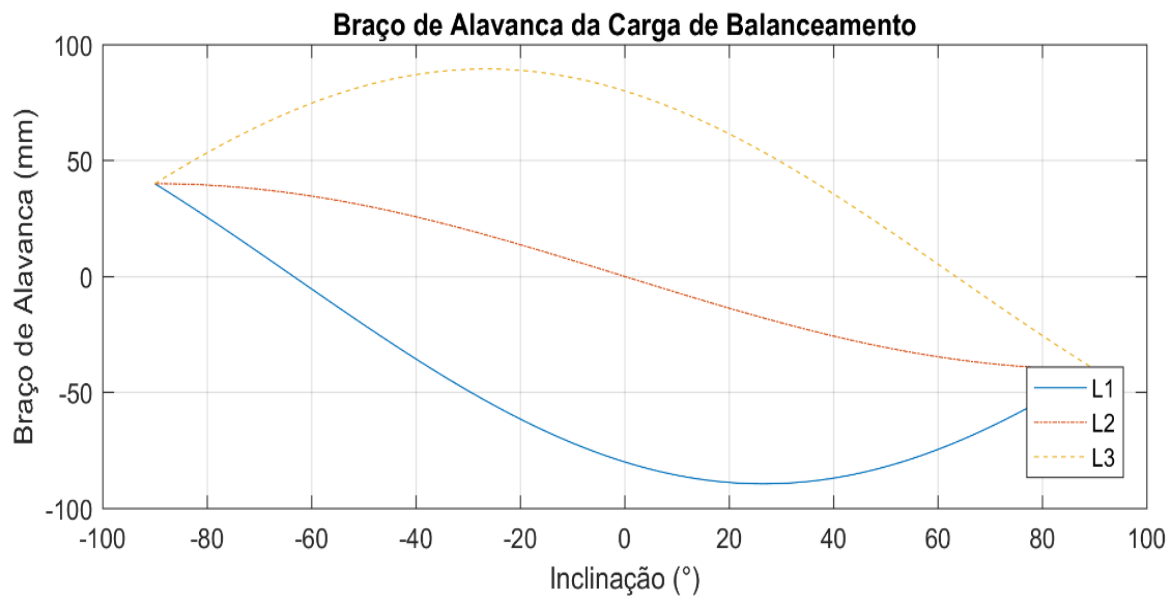


Figura 32 - Braço de Alavanca da Carga de Balanceamento

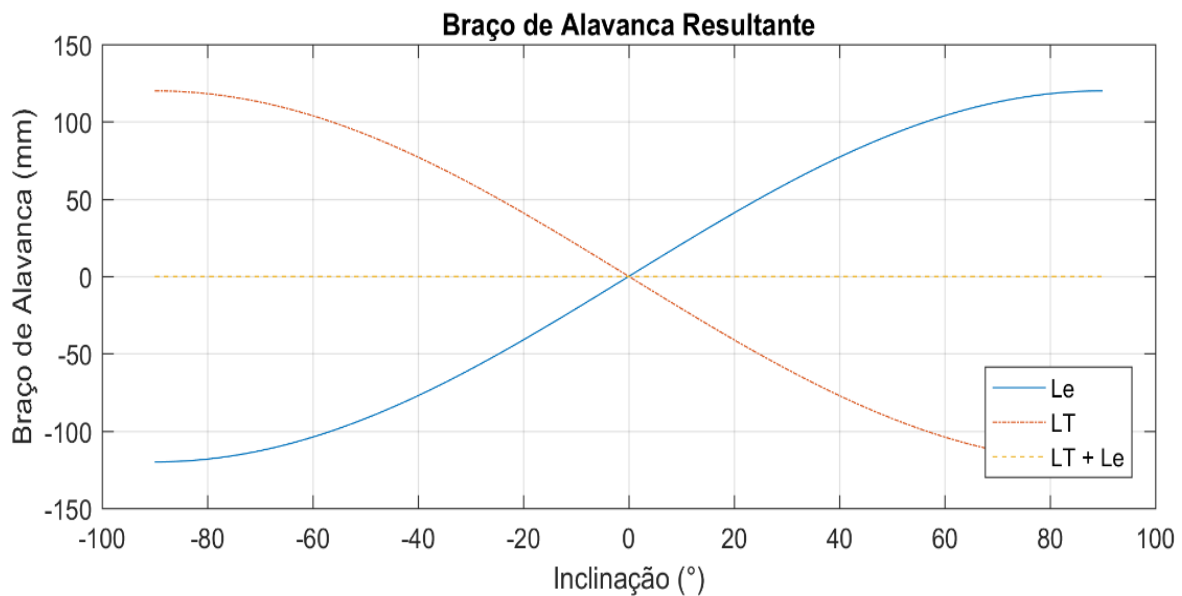


Figura 33 - Braço de Alavanca Resultante

Assim, ao considerarmos as equações 50, 51, 52 e 53, temos o equacionamento do torque resultante exercido pelo sistema de estabilização:

$$\tau = L_a \times W_a \quad (78)$$

Realizando a substituição as equações 55 e 71 na equação 78, temos então:

$$\tau = (x_a \times \cos(\varphi) + d \times \sin(\varphi)) \times m_a \times g \quad (79)$$

Assim, considerando o equacionamento do torque de um objeto em rotação em função de seu momento de inércia, temos que:

$$\tau = I \times \ddot{\varphi} \quad (80)$$

Desta forma, temos que analisar o momento de inércia do sistema estabilizador. De forma similar ao realizado à sua massa, o seu momento de inercia pode ser dividido em três componentes: a estrutura, a massa e carga de balanceamento.

$$I = I_e + I_a + I_b \quad (81)$$

O momento de inércia da carga de atuação, devido à massa de seus componentes, pode ser determinado unicamente a partir do cálculo do momento de inércia da das placas adicionais. Desconsiderando-se assim, as contribuições dos rolamentos, carrinho, carga adicional e suporte de afiação da carga. Uma vez que estas placas apresentam um dos formatos mais básicos, prismático, o seu equacionamento centrado em seu centro de massa e no movimento em questão segue da forma:

$$I_x = \frac{m_a}{12}(b^2 + c^2) \quad (82)$$

Considerando-se o Teorema de Stein, comumente conhecido como Teorema dos Eixos Paralelos, podemos determinar o momento de inércia percebido pelo sistema. Uma vez que, o centro de massa da carga não é sobre o eixo de rotação.

$$I_a = I_x + m_a \times H^2 \quad (83)$$

Onde H é a distância entre o centro de massa da carga e o eixo de rotação:

$$H = \sqrt{d^2 + x_a(t)^2} \quad (84)$$

Assim, substituindo as equações 82 e 84 na equação 83, temos que:

$$I_a = m_a \left(\frac{b^2 + c^2}{12} + d^2 + x_a(t)^2 \right) \quad (85)$$

O momento de inércia de estrutura consiste do somatório dos momentos de todos os seus componentes, com exceção dos componentes do carrinho. Todavia, na planta utilizada, devido a sua escolha de materiais e escala, a parcela predominante no seu momento de inércia é das guias de 6mm sólidas.

$$I_e = I_{guias} + I_{suportes} + I_{polias} \quad (86)$$

$$I_e \approx I_{guias} \quad (87)$$

Desta forma, utilizando um procedimento análogo ao anterior, momento de uma guia sólida girando em seu centro de massa é equacionado da forma:

$$I_g = \frac{m_g L_g^2}{12} \quad (88)$$

Assim, considerando-se que o sistema apresenta duas guias de comprimento e peso idêntico, mas separadas. Temos que:

$$I_{guias} = 2 \times I_g + m_g(h_1^2 + h_2^2) \quad (89)$$

Substituindo a equação 88 na equação 89, temos que:

$$I_{guias} = m_g \left(\frac{L_g^2}{6} + h_1^2 + h_2^2 \right) \quad (90)$$

Substituindo a equação 90 na equação 87, temos que:

$$I_e \approx m_g \left(\frac{L_g^2}{6} + h_1^2 + h_2^2 \right) \quad (91)$$

Para a determinação do momento de inércia das cargas de balanceamento, temos que considerar o seu formato, que na planta física foram utilizados pequenos discos metálicos de tamanho uniforme empilhados.

$$m_{1,2,3} = m_1 + m_2 + m_3 = N_d \times m_d \quad (92)$$

$$W_{1,2,3} = m_{1,2,3} \times g \quad (93)$$

Assim, temos que o momento de inércia de um destes disco girando entorno do eixo X é calculado da forma:

$$I_d = \frac{m_d \times r_d^2}{2} \quad (94)$$

Assim, assumindo-se uma configuração no qual as três posições apresentam a mesma quantidade de massa afixadas, ou seja, uma mesma quantidade de discos. Ao se utilizar o

Teorema dos Eixos paralelos, conjuntamente com a equação 76 para determinar o distância entre o centro de massa dos discos e o sistema de estabilização. Temos que o momento de inércia total desta configuração de discos é:

$$I_b = N_d \times m_d \left(\frac{r_d^2}{2} + \gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 \right) \quad (95)$$

E caso seja considerado uma distribuição radial, γ único, conforme realizado na Figura 23, temos uma momento de inércia da seguinte forma:

$$I_b = N_d \times m_d \left(\frac{r_d^2}{2} + 3\gamma^2 \right) \quad (96)$$

Assim, realizando-se a substituição das equações 85, 91 e 95 nas equações 77, temos que o momento de inércia do sistema acoplado é:

$$I = m_a \left(\frac{b^2 + c^2}{12} + d^2 + x_a(t)^2 \right) + m_g \left(\frac{L_g^2}{6} + h_1^2 + h_2^2 \right) + N_d \times m_d \left(\frac{r_d^2}{2} + \gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 \right) \quad (97)$$

Pode-se ver que a equação 94 é em função da distância x_a , nos permitindo assim a representa-la em apenas dois termos: um termo variável, que caracteriza a atuação do sistema de controle; e outro termo constante, que caracteriza a sua construção.

$$I = m_a \times x_a^2 + I_{SA} \quad (98)$$

Onde o termo I_{SA} é equacionado da seguinte forma:

$$I_{SA} = m_a \left(\frac{b^2 + c^2}{12} + d^2 \right) + m_g \left(\frac{L_g^2}{6} + h_1^2 + h_2^2 \right) + N_d \times m_d \left(\frac{r_d^2}{2} + \gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 \right) \quad (99)$$

E ao substituirmos a equação 98 na equação 80, temos que:

$$\tau = (m_a \times x_a^2 + I_{SA})\ddot{\varphi} \quad (100)$$

Assim, ao considerarmos as equações 50 e 51, e relacionando-a com a equação 100, temos por fim o equacionamento do torque do exercido pelo sistema de estabilização à uma embarcação:

$$(m_a \times x_a^2 + I_{SA})\ddot{\varphi} = (x_a \times \cos(\varphi) + d \times \sin(\varphi))m_a \times g \quad (101)$$

Por fim, ao relacionarmos a equação 101 com a equação 1, temos a equação que rege os somatórios de todos os torques devido à ocorrência de oscilações de uma embarcação com o sistema de estabilização:

$$\begin{aligned}
 I_{xx} \frac{d^2}{dt^2} \varphi + B \frac{d}{dt} \varphi + \Delta \times GZ(\varphi(t)) & \quad (102) \\
 = \left(m_a \left(\frac{D_1 \times D_3}{2 \times D_2} \right)^2 \theta_m(t)^2 + I_{SA} \right) \ddot{\varphi} \\
 - \left(\theta_m(t) \times \frac{D_1 \times D_3}{2 \times D_2} \times \cos(\varphi) + d \times \sin(\varphi) \right) m_a \times g
 \end{aligned}$$

3.4 MODELO SIMULADO

O modelo simulado da planta de teste consiste basicamente da implementação de um sistema controle que relaciona o deslocamento espacial da embarcação à um sinal PWM que posteriormente é utilizado para gerar um sinal de excitação no motor DC. E desta forma, de acordo com a orientação e tensão média equivalente deste sinal PWM, o motor realizará a movimentação da carga de atuação do sistema de estabilização. A visão geral deste modelo pode ser visualizada na Figura 34.

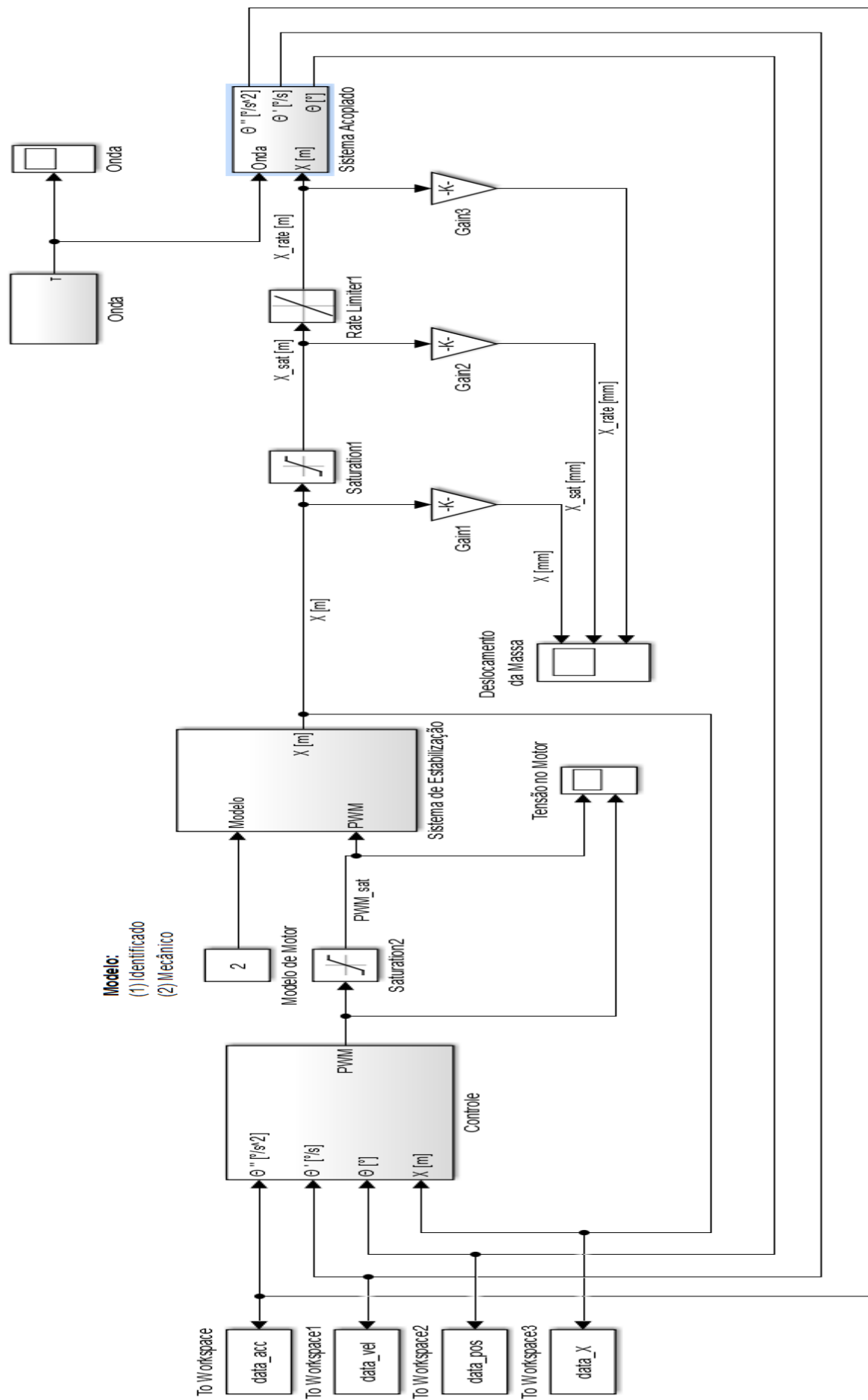


Figura 34 - Simulação

O bloco do Sistema de Estabilização, Figura 35, consiste basicamente da implementação das equações 40 e 45, respectivamente representam o modelamento mecânico e identificado do sistema. Uma vez que estes modelamentos representam o comportamento do motor à uma tensão de alimentação, realiza-se a conversão do movimento circular em movimento linear a partir da implementação da equação 22, para a determinação da posição da carga de atuação.

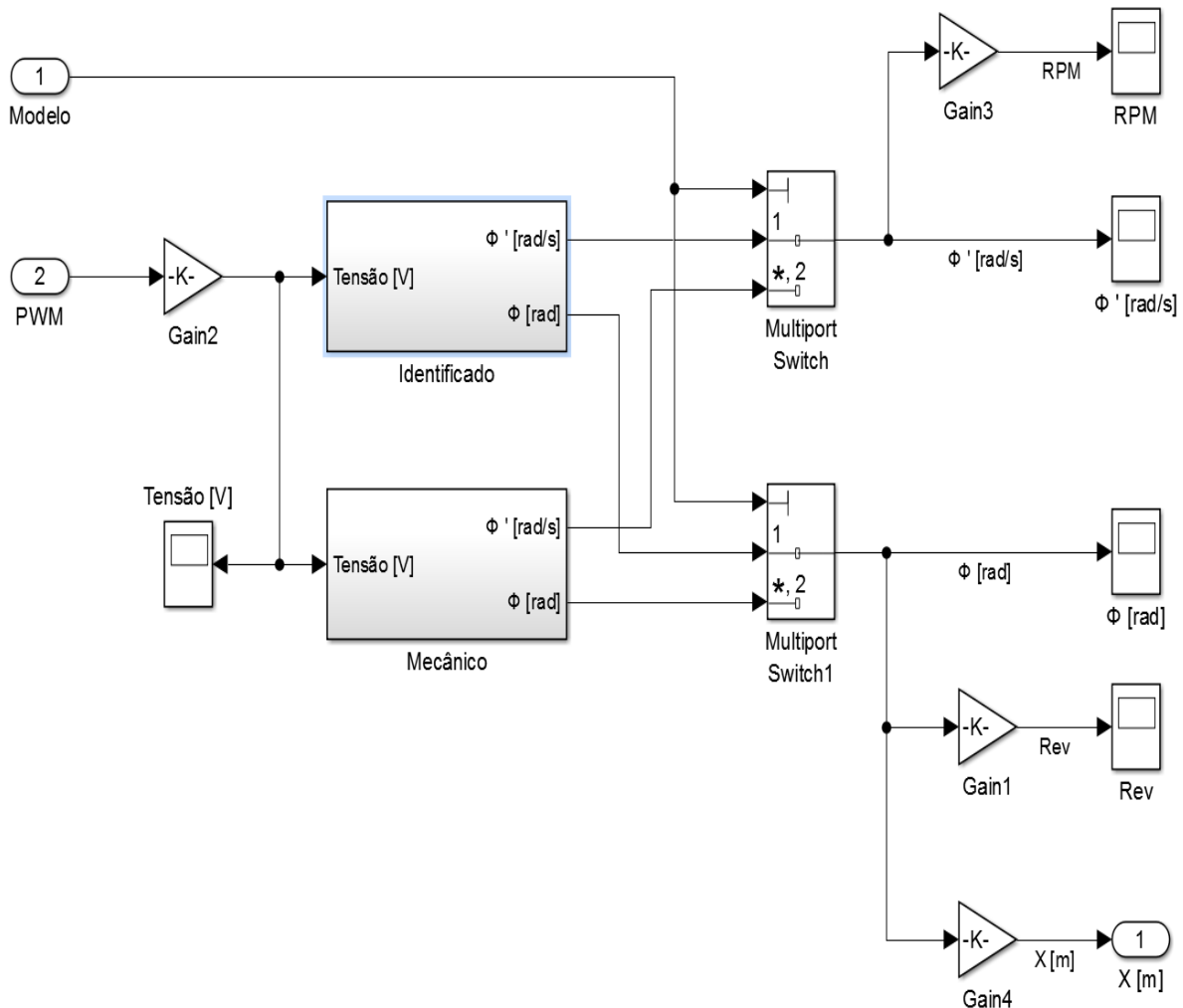


Figura 35 - Simulação - Sistema de Estabilização

De forma similar ao realizado ao Sistema de Estabilização, o modelo do Sistema Acoplado é a implementação da equação 102. Procurou-se realizar a simulação de dois sistemas simultaneamente, como realizado na Figura 36, um modelo com o sistema de estabilização desativado, ou seja, a massa de atuação permanece na posição inicial durante todo experimento; e outro modelo no qual o sistema está ativo. Esta simulação dupla possibilita uma comparação instantânea do controle, como também a partir do processamento de seus dados gerados permite pela utilização da representação gráfica à criação de vídeos interativos do comportamento destes modelos. E assim, enriquecendo a percepção do efeito do sistema de estabilização nas oscilações da embarcação, ação similar também pode ser realizada com os dados coletados experimentalmente na bancada física.

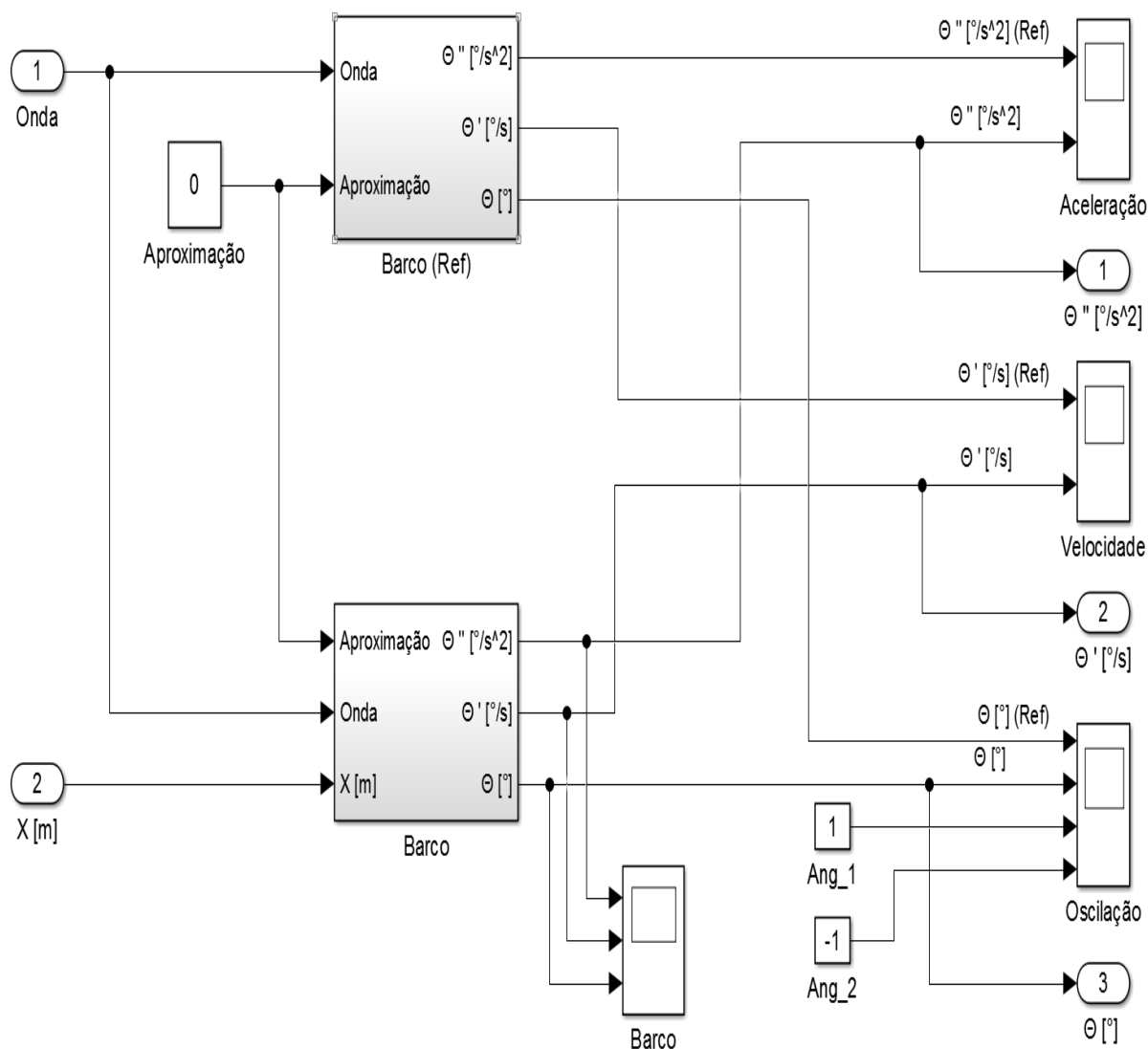


Figura 36 - Simulação - Sistema Acoplado

O bloco do sistema acoplado, Figura 37, apresenta os modelos do Barco e Barco (Ref.), que apresentam comportamento praticamente idênticos, todavia, o segundo é utilizado para a comparação de resultados, uma vez que neste modelo o sistema de estabilização apresenta posição fixa, em que a massa se encontra em sua origem para qualquer comportamento da embarcação. A entrada descrita como “Aproximação” é utilizada para a avaliação do efeito da realização de aproximações para seno e cosseno, que como esperado, para pequenos ângulos a resposta do sistema não se percebe grandes alterações.

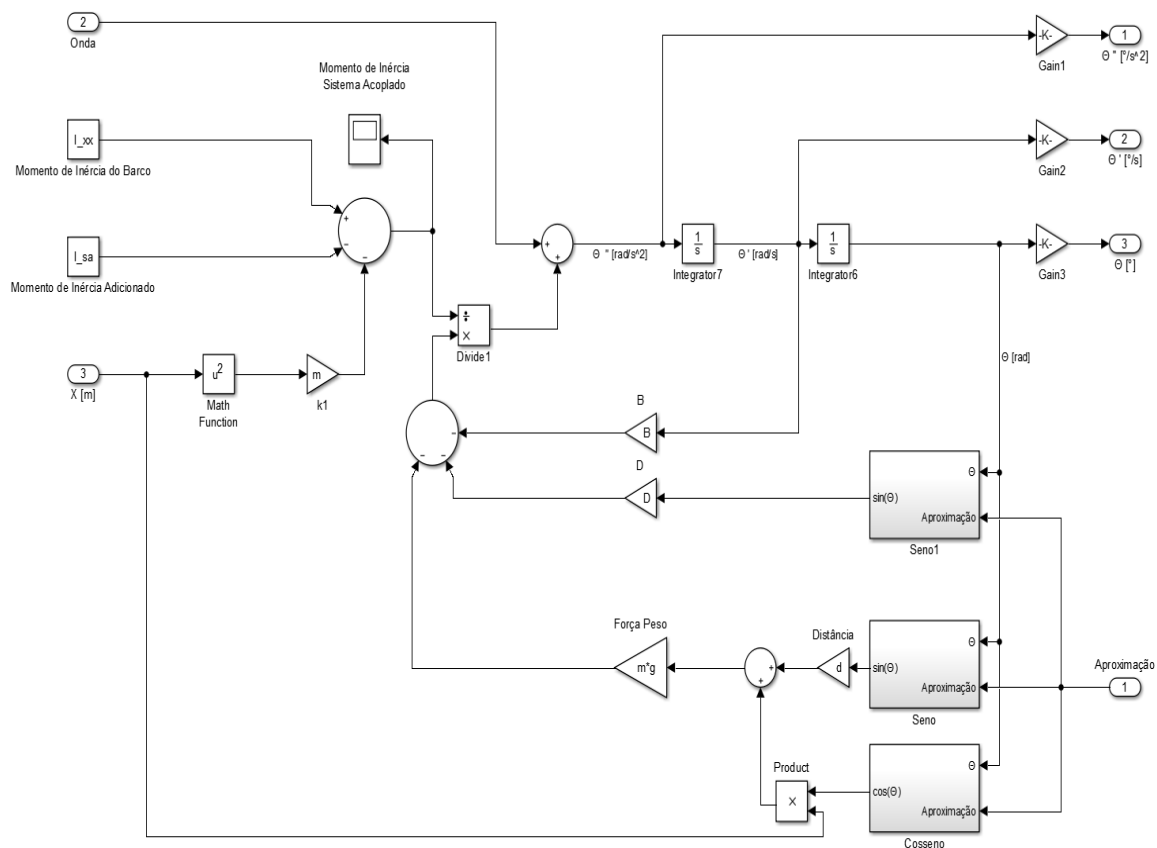


Figura 37 - Simulação - Barco

Como ferramenta de testes, utilizou-se o modelamento do torque resultante de um efeito de onda proposto por (HALSE, ÆSØY e SPORSHEIM, 2012). Acrescentando-se a este modelo e feito de Super Onda, no qual em um determinado momento temos o modelamento de uma curta onda com uma amplitude muito maior que a convencional, de modo a simular um súbito giro da embarcação, Figura 38. Tal efeito de super onda, pode ser compreendido também como a ocorrência de uma colisão com o casco externo ou a um deslocamento de cargas no convés. Nota-se que, com a alteração dos valores iniciais do modelo do Barco e Barco (Ref.), também permitem a simulação para diferentes posições iniciais.

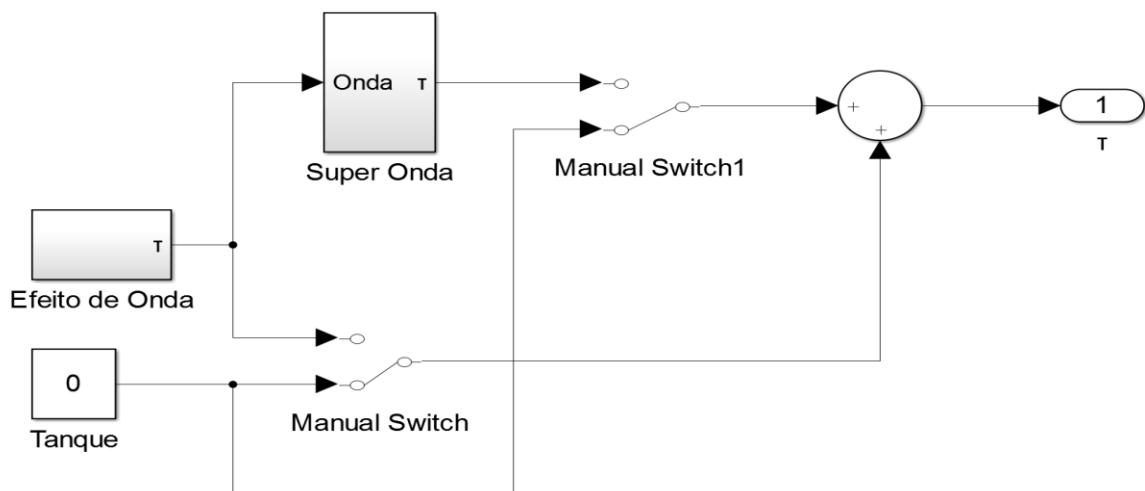


Figura 38 - Simulação de Ondas

3.5 CONTROLE

Realizou-se o controle a partir da análise da resposta do sistema as entradas de inclinação inicial, onda e super onda. As entradas de inclinação inicial e super onda apresentam resposta similar, uma vez que podem ser compreendidas com uma resposta a um impulso pelo sistema.

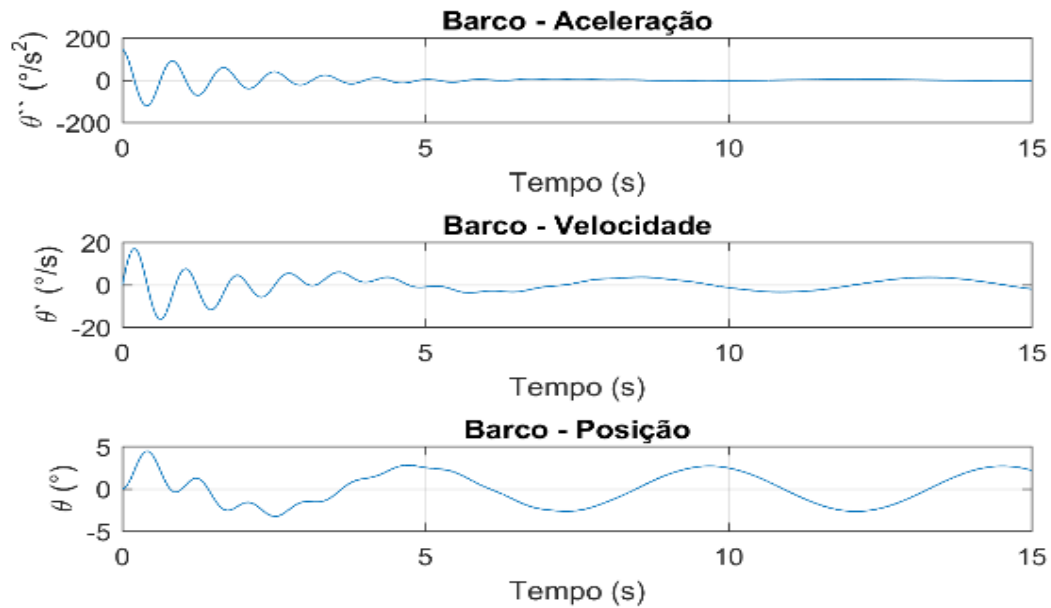


Figura 39 - Resposta Onda

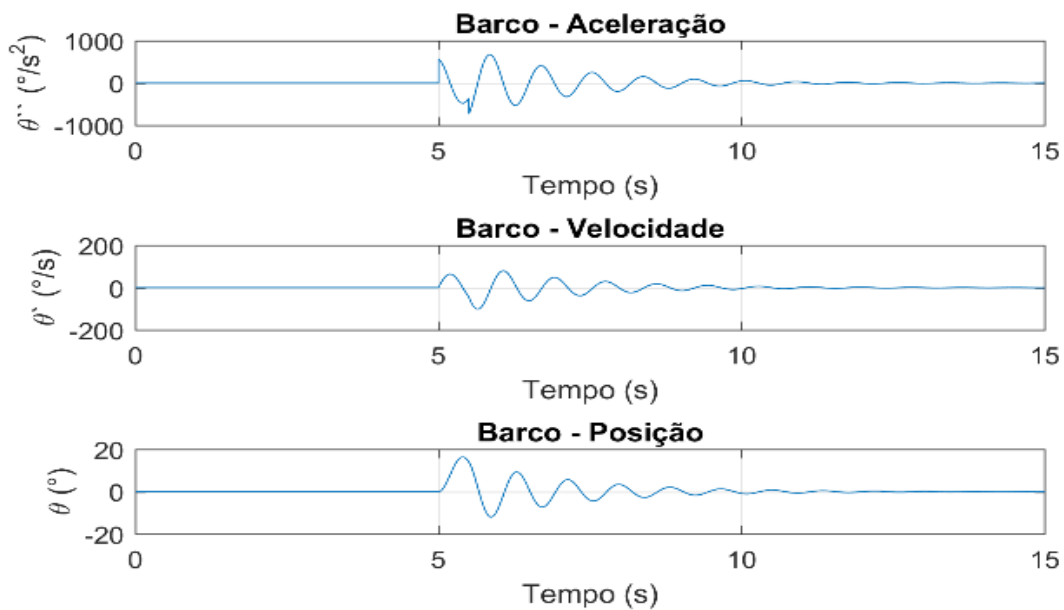


Figura 40 - Resposta Super Onda

A partir da análise das Figura 39 e Figura 40, percebe-se que a aceleração do modelo simulado da embarcação apresenta comportamentos característicos para cada situação. No qual, no primeiro apresenta uma grande faixa de variação inicial, fase transitória, e posteriormente o seu decrescimento até cominar em sua anulação, sendo a sua resposta em regime nula. A segunda situação, como na primeira, apresenta uma faixa de variação inicial devido a perturbação inicial do sistema. Entretanto, com uma escala de variação muito inferior à sua antecessora, ou seja, um comportamento transitório. Posteriormente a esta fase, caracteriza-se um comportamento em regime oscilatório moderado.

O comportamento da velocidade deste sistema na primeira situação é muito similar à sua aceleração, tanto a sua resposta transitória, quanto a sua resposta em regime. Todavia, na segunda situação, apesar de apresentar uma perturbação inicial similar à resposta da aceleração, a sua resposta em regime ainda apresenta características oscilatórias expressivas.

Desta forma, ao se considerar estas duas distintas respostas a perturbações externas, realizou-se três tipos de controle para a sua mitigação, Figura 41. No qual, o primeiro destinado a intervenção contra súbitas perturbações, e o segundo à ser ativado caso contrário. O terceiro controle é responsável pela restauração da posição do carrinho à sua origem, pois uma vez que os demais controles realizam a sua função, neste instante elimina-se todos os estímulos do controle. E assim, a carga de atuação não retorna à sua origem, a permanência nesta posição pode resultar uma ação desestabilizadora no sistema, ou no melhor dos casos um ângulo de estabilização diferente do desejado.

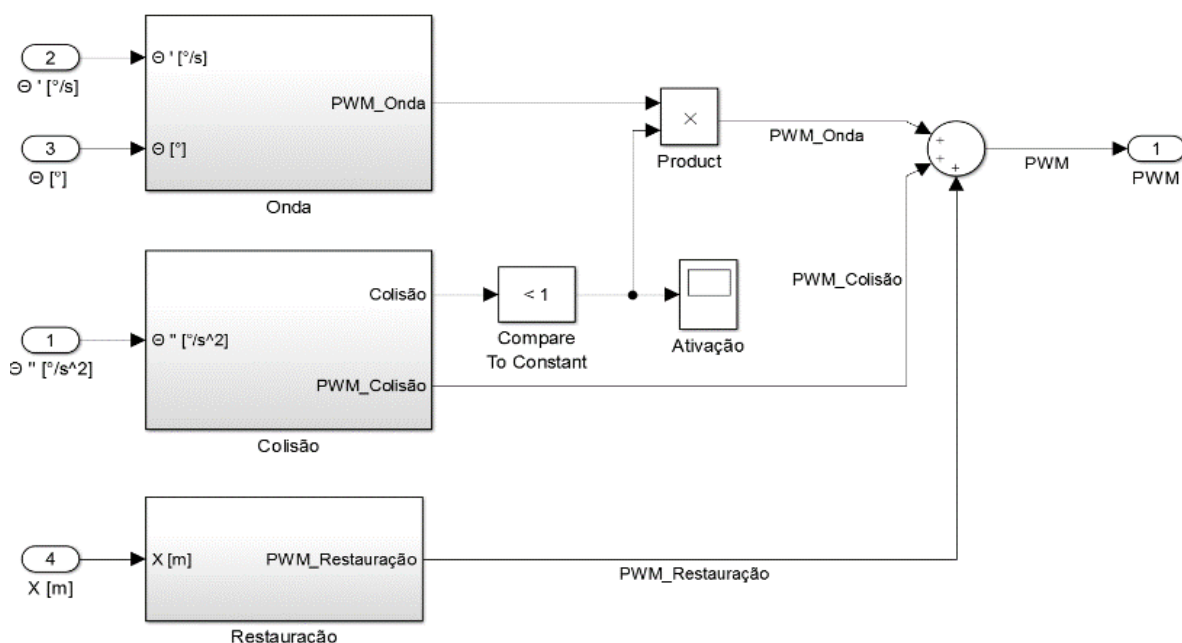


Figura 41 - Controle

Uma vez que se optou-se pela plena implementação de todo controle no microcontrolador, de modo a se eliminar qualquer necessidade de sincronização como o computador e como fornecer independência à planta de testes, exceto a sua alimentação. Desta forma, modelou-se a atuação da bancada utilizando-se controles do tipo PID, o mesmo tipo de controle que é altamente utilizado em diferentes aplicações industriais, mas de fácil implementação.

Assim, descrevendo os três blocos previamente mencionados, temos que:

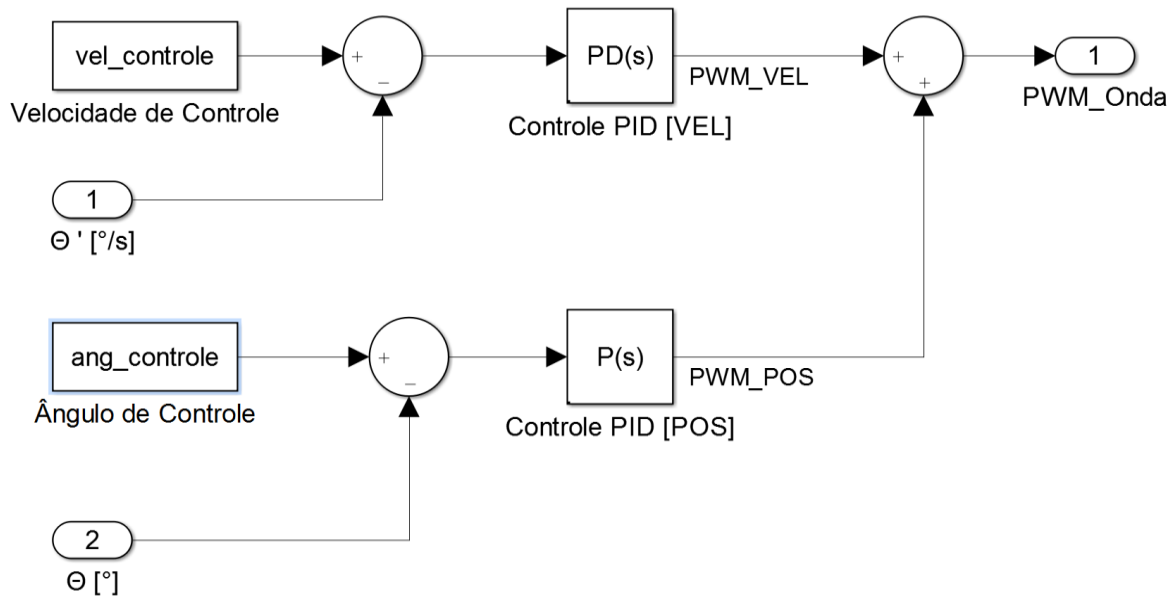


Figura 42 - Controle - Onda

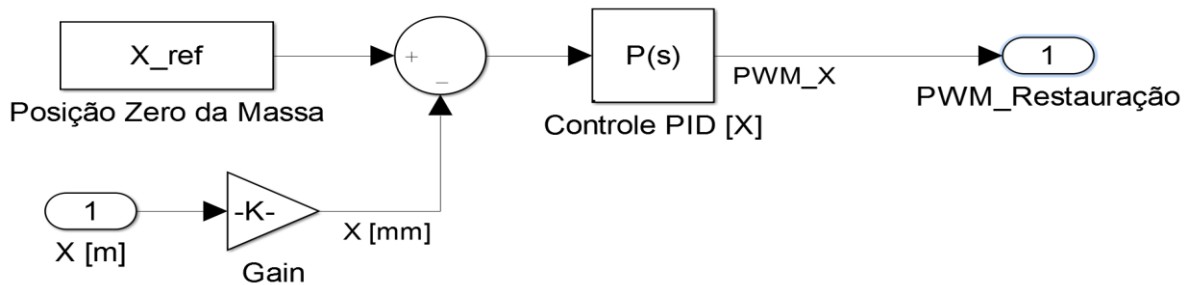


Figura 43 - Controle - Restauração

O controle realizado para o controle de colisão apresenta uma sutil modificação, responsável pelo procedimento de identificação de sua necessidade de ativação. Esta identificação é determinada através da comparação do módulo da resposta do PID com um parâmetro de controle. Este parâmetro de controle objetiva discriminar entre os diferentes tipos de excitações externas. Assim, uma vez que a faixa de variação da aceleração para este tipo de estímulo é grande, para a sua ativação requer-se um sinal de controle também grande, que na simulação definiu-se este patamar como 800 em unidades de PWM.

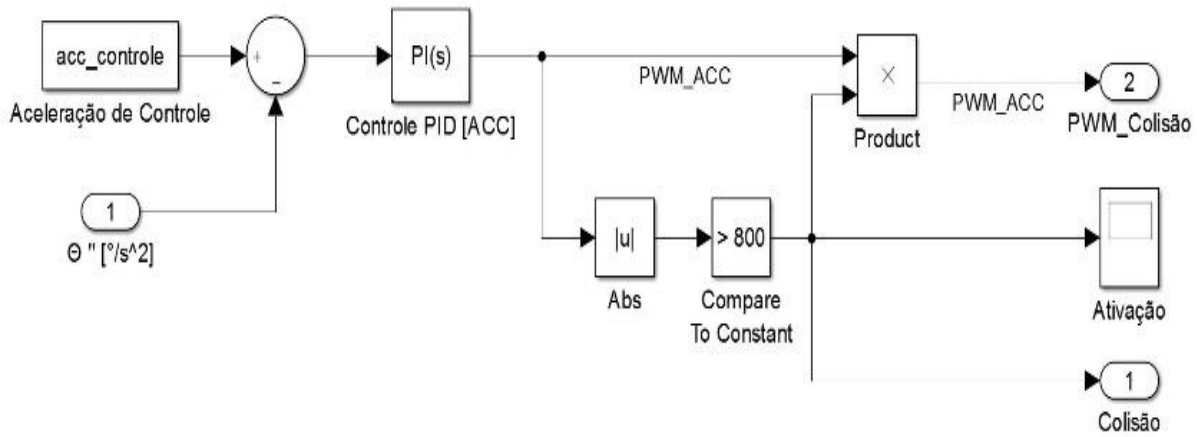


Figura 44 - Controle - Colisão

3.6 SIMULAÇÃO

Para a verificação da modelagem, comparou-se a resposta do sistema simulado, sem a presença do sistema de estabilização, com a resposta do modelo em escala da embarcação realizado por (SOARES e VIDAL, 2014). O procedimento utilizado nesta comparação consistiu da realização um experimento simulado que emula condições similares ao experimento físico, em que se observou a resposta dinâmica do modelo em madeira a partir de uma inclinação de 13° graus. Na simulação, tal cenário realizado pode ser realizado ao configurar um ângulo inicial para o início da simulação ou se fornecer de um sinal de impulso ao modelo da embarcação, tomando-se o devido cuidado quanto as grandezas do modelamento. Uma vez que, todo o sistema de controle foi realizado em radianos.

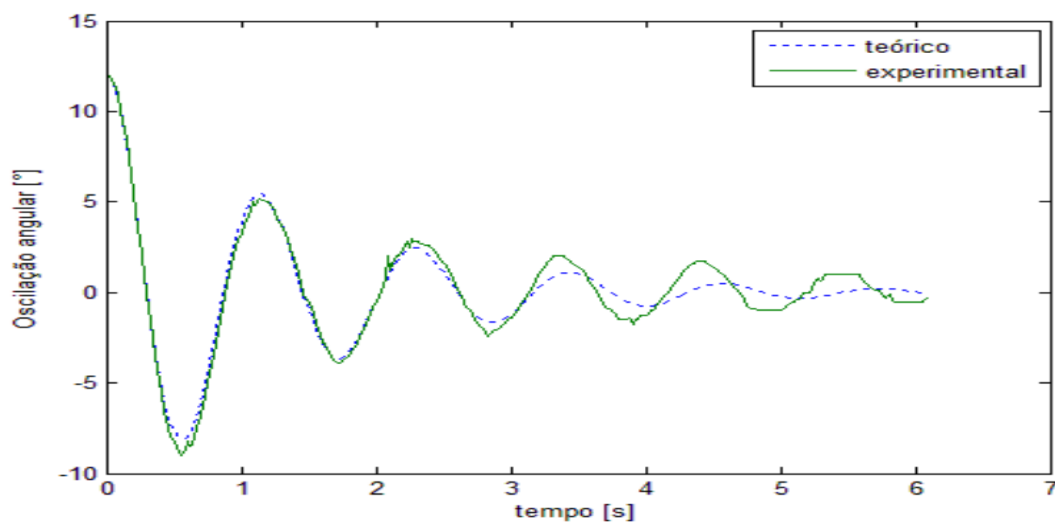


Figura 45 - Modelos Teórico e Experimental (SOARES, VIDAL e GUIMARÃES, 2010)

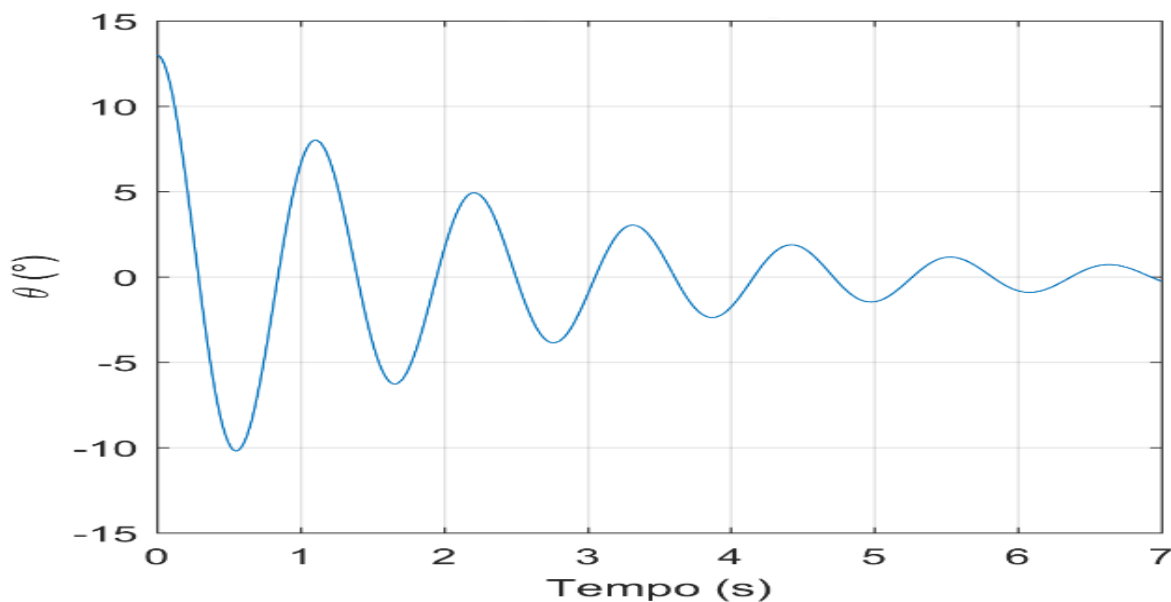


Figura 46 - Modelo Simulado

Devido a indisponibilidade dos dados experimentais do modelo reduzido em madeira, e, por conseguinte impossibilidade da criação de um gráfico comparativo unificado. A única maneira de se realizar a comparação dos dados obtidos é através da comparação das Figura 45 e Figura 46, em que percebe-se que o modelo simulado apresenta uma resposta similar aos seus comparativos. Todavia, apresentando uma sobrestimação da amplitude na fase inicial das oscilações ao se comparar com o modelo experimental, e em comportamento aproximada após esta fase. Esta sobrestimação inicial está relacionada com o fator de amortecimento utilizado, respectivamente um valor muito baixo. Entretanto, optou-se por não realizar ajustes no amortecimento em respeito ao modelamento realizado.

Para este mesmo cenário, todavia, considerando-se uma embarcação com o sistema de estabilização, analisa-se o comportamento da resposta do sistema de acoplado quanto a variação de sua massa de atuação, tópico de discussão desde as primeiras publicações (SMITH e THOMAS III, 1990). No qual, discute-se que apesar da atuação do sistema ser proporcional a sua carga de atuação, recomenda-se que a carga de atuação seja da ordem de 1~2% do deslocamento da embarcação, mas não mais que 5%. Pois uma carga em excesso passa a influenciar negativamente a dinâmica da embarcação, sem contar que torna a sua utilização inviável, devido às restrições de espaço à para instalação de tal sistema, esforços necessários para o seu constante deslocamento desta carga, e restrições quanto a autonomia de combustível e velocidade de navegação da embarcação. Desta forma, considerando-se que a massa do modelo em escala é de 6.45kg, para a verificação de tais considerações avaliou-se o comportamento do sistema para quatro diferentes cargas de atuação.

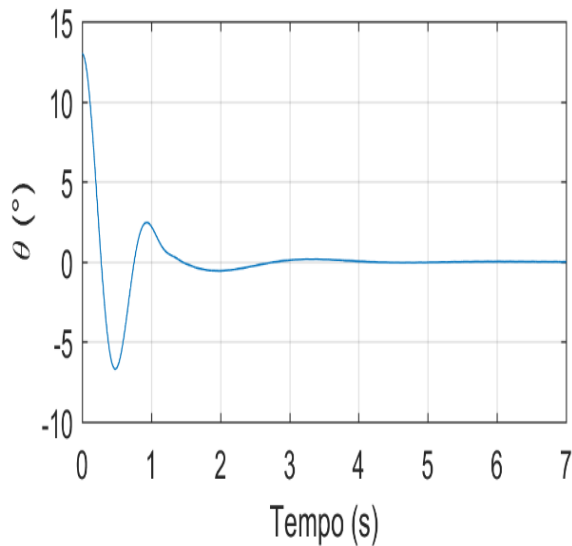


Figura 47 - Carga de Atuação - 50g (0.8%)

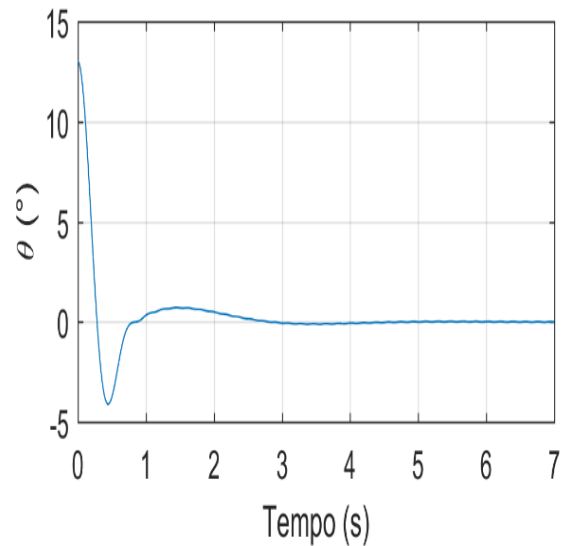


Figura 48 - Carga de Atuação - 100g (1.6%)

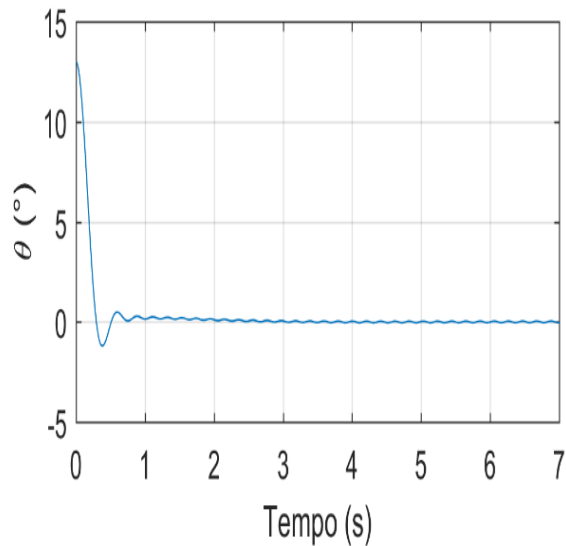


Figura 49 - Carga de Atuação - 200g (3.1%)

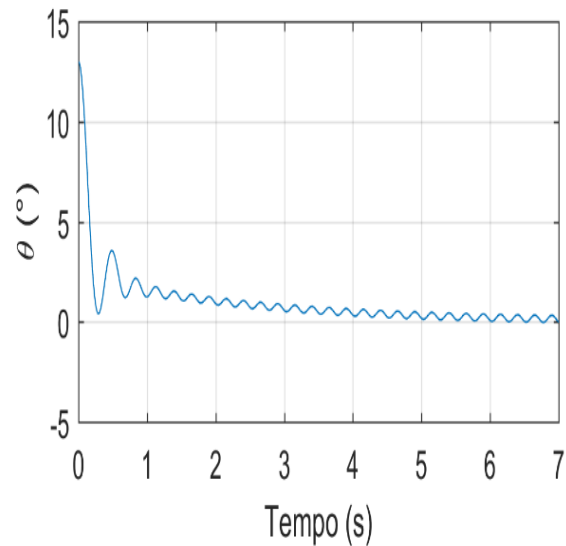


Figura 50 - Carga de Atuação - 500g (7.8%)

Analisando-se as figuras acima, temos que como esperado, a carga de atuação do sistema de estabilização não pode ser excessiva e nem modesta demais, em que uma carga muito excessiva resulta na súbita estabilização do sistema em uma região diferente da desejada, seguindo-se um lento alinhamento. Assim, considerando-se as primeiras configurações, temos que a primeira ainda é pouco agressiva e a segunda ligeiramente excessiva. Desta forma, optando-se por uma configuração de massa intermediária, tratando-se de uma massa entre 100~200g, temos a seguinte resposta:

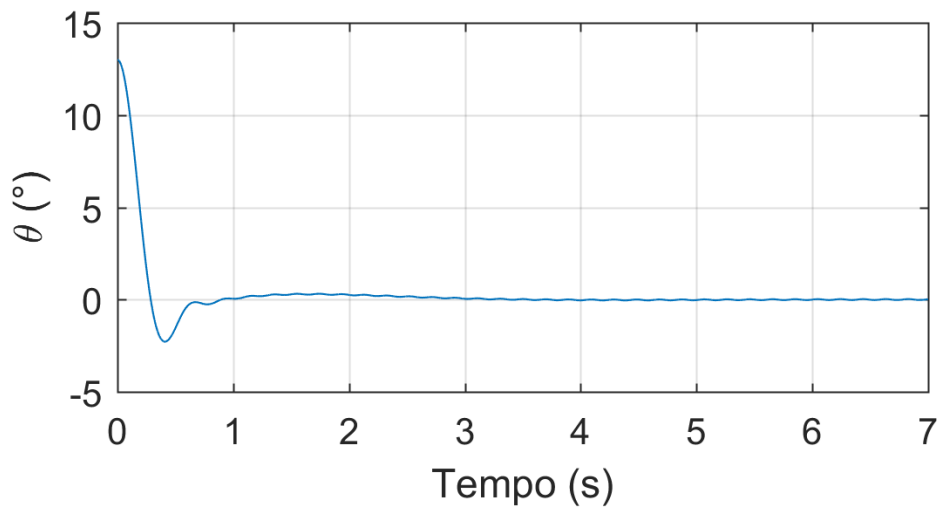


Figura 51 - Carga de Atuação - 150g (2.3%)

Considerando-se agora a resposta do sistema com a adição de um efeito de onda, temos uma fase inicial ainda mais perturbada, todavia, o controle realizado para a mitigação do impulso ainda é eficaz. O que não se pode dizer o mesmo para o controle realizado para o efeito de onda, que apresenta um baixo desempenho na mitigação das oscilações. De modo que a embarcação simulada apenas acompanha as oscilações causadas pela a onda, realizando a mitigação parcial da oscilação e altera a sua fase.

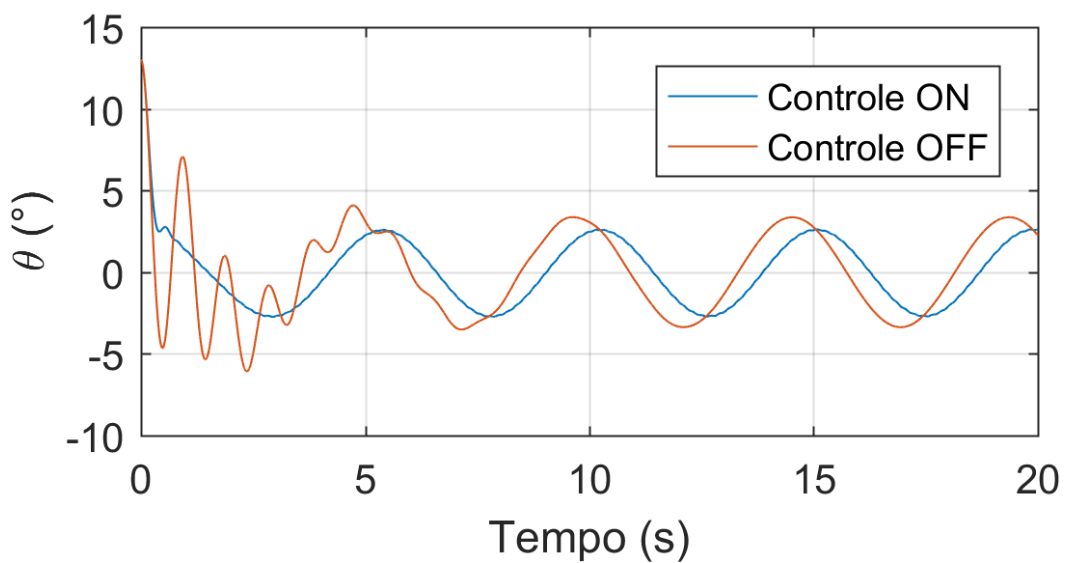


Figura 52 - Resposta ao Impulso e Efeito de Onda - Oscilação

4 SISTEMA MECÂNICO

Uma vez que este trabalho apenas representa mais um aprofundamento nos estudos sobre embarcações amazônicas, que anteriormente foram realizados com a colaboração de um dos orientadores deste trabalho, procurou-se deste o ponto de partida a verificação de tal solução proposta em um sistema mecânico real, e não em apenas um ambiente simulado. De modo que assim, propicia-se novas oportunidades para a abordagem deste mesmo problema.

Todavia, o modelo reduzido em madeira criado por (SOARES e VIDAL, 2014) se encontrava em posse de outra universidade. Assim, neste trabalho foi utilizado uma bancada de teste que tem como objetivo simular as oscilações em roll a partir de um pêndulo torcional, bancada esta desenvolvida pelo Laboratório GRACO-UNB.

4.1 BANCADA DE TESTES

A fundamentação da utilização desta bancada consiste na ideia de que se pode utilizar um sistema que apresente um modelamento dinâmico próximo ao de interesse, conciliado a uma maior facilidade em sua operação. Por outro lado, temos o quesito de praticidade quanto a realização dos testes. No qual, para a realização de tais experimentos em um ambiente com fidelidade plena seriam necessárias a exposição dos componentes elétricos ao contato com água, a necessidade de um tanque de água a realização de tais teste, como também a recriação do modelo reduzido da embarcação e de seu mecanismo de captação de dados. Procedimentos ditos inviáveis em vista do escopo do projeto e critérios financeiros.

De ponto de partida temos um pêndulo torcional convencional, no qual para feitos práticos considera-se como um conjunto composto por um disco com momento de inércia J , associado a uma mola de constante K e um amortecimento viscoso de constante c . Tal sistema pode ser vitalizado na Figura 53.

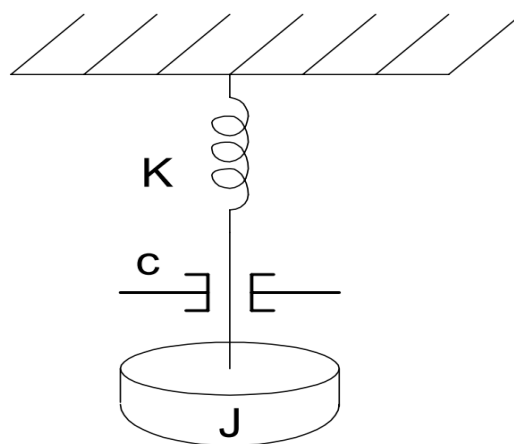


Figura 53 - Esquemático do Pêndulo Torcional (JANITO, ALBERTO e ARRUDA, 2002)

Assim, considerando-se o equacionamento do torque resultante de um sistema torcional como descrito acima, temos que:

$$J \frac{d^2}{dt^2} \varphi + c \frac{d}{dt} \varphi + k\varphi = 0 \quad (103)$$

Todavia, o modelo físico consiste de um pendulo torcional deitado suspenso por uma dupla de mancais, como pode ser visualizado nas Figura 54 e Figura 55.

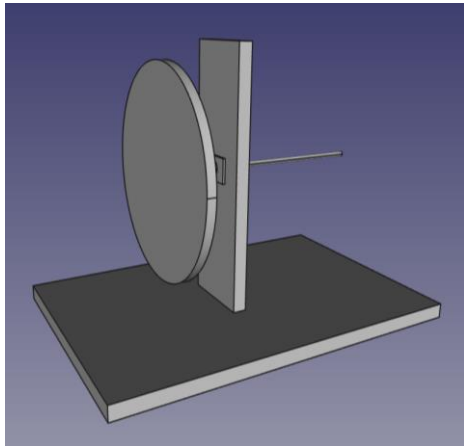


Figura 54 - Modelo Físico - Lado A

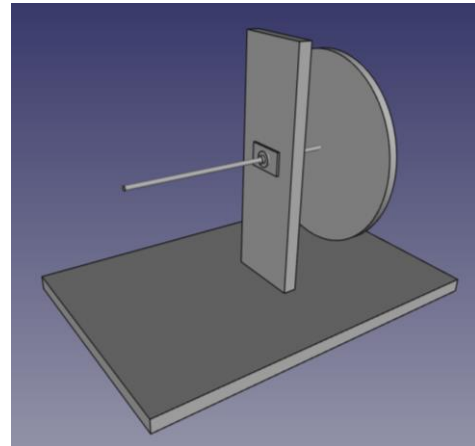


Figura 55 - Modelo Físico - Lado B

E o equacionamento do torque resultante, desconsiderando forças externas, deste modelo é da forma:

$$(I_{Disco} + I_{Eixo}) \frac{d^2}{dt^2} \varphi + 2 * c_{Mancal} \frac{d}{dt} \varphi = 0 \quad (104)$$

Percebendo-se que o modelo físico ainda não apresenta a componente referente ao comportamento da mola, e que para que o modelo final apresente um critério mínimo de fidelidade, temos que apresentar parâmetros simulares ao modelo real. Assim, ao modelo físico são acoplados mecanismos adicionais que permitam o ajuste destes parâmetros: **J**, **K** e **c**. E desta maneira, o mesmo consiga similar o comportamento das oscilações de uma embarcação.

O primeiro mecanismo consiste da adição de um sistema de molas, composto por uma dupla de molas. Neste sistema estas molas, em sua posição inicial se encontram tensionadas à uma barra, que afixada horizontalmente no eixo. Os esquemáticos deste mecanismo foram representados nas Figura 56 e Figura 57.

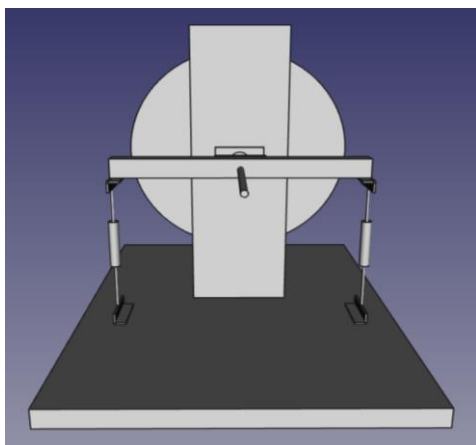


Figura 56 - Modelo Físico - Rigidez - Vistas Frontal

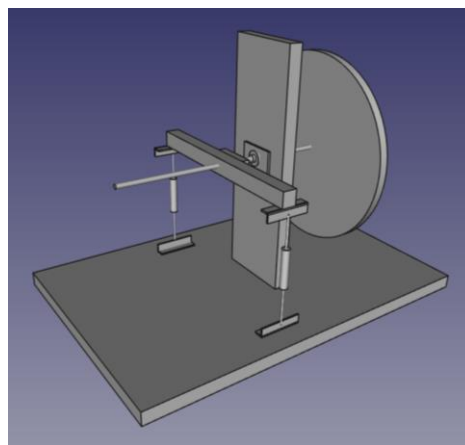


Figura 57 - Modelo Físico - Rigidez - Vistas Lateral

A distensão das molas, conforma a inclinação do disco, pode ser visualizada Figura 58. Np qual, para a criação deste gráfico considerou-se o plano ZOY centrado no eixo de giro do mecanismo. De modo que, partindo desta origem simulou-se o giro de braço. A partir do cálculo da distância entre a extremidade deste braço, que representa o ponto de afixação da mola; e um ponto fixo neste plano, que representa a afixação da mola à base, pode-se determinar a curva de distensão desta mola.

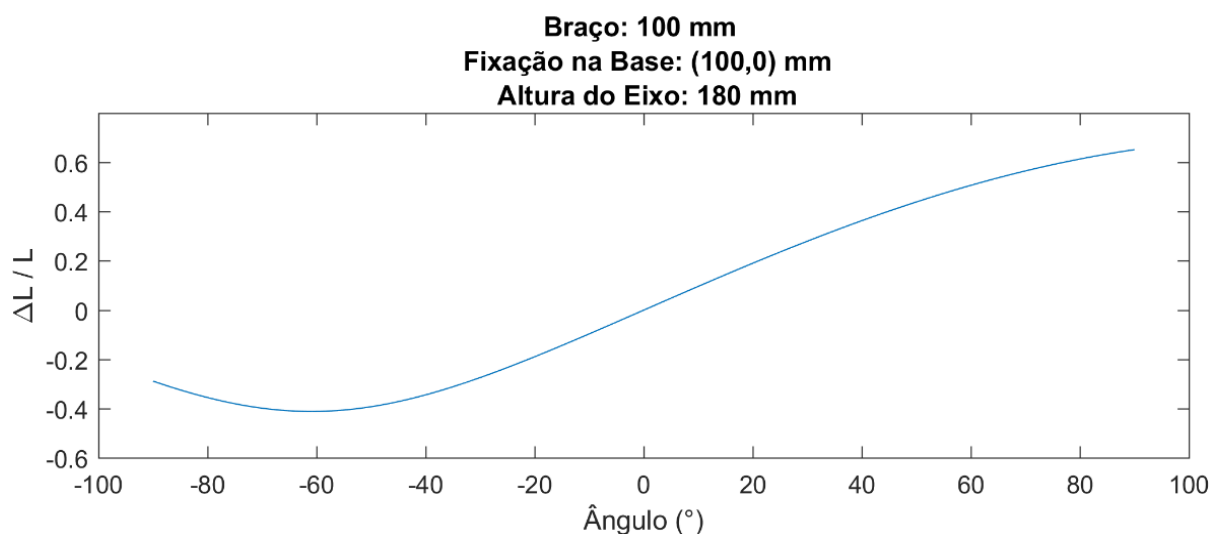


Figura 58 - Molas - Distensão

O segundo mecanismo consiste da adição de uma aleta afixada ao eixo de rotação. Esta aleta apresenta peso e momento de inércia insignificante, visualizado nas Figura 59 e Figura 60. Todavia, a mesma, durante a oscilação do mecanismo principal oscilará dentro de um pequeno tanque de água, o intuito desta aleta é a regulação do efeito do atrito viscoso presente na embarcação devido ao contato de seu casco com a água, sendo a constante **B** da equação 1 e a constante **c** da equação 103.

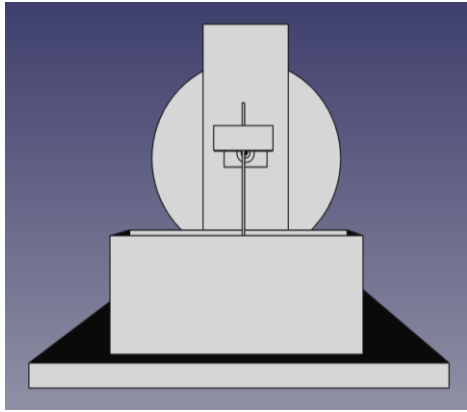


Figura 59 - Modelo Físico - Atrito Viscoso - Vistas Frontal

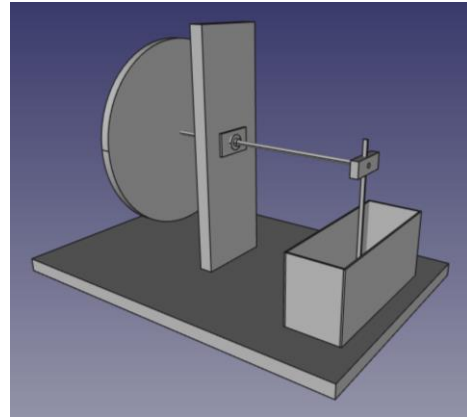


Figura 60 - Modelo Físico - Atrito Viscoso - Vistas Lateral

O terceiro mecanismo de ajuste, não é propriamente um mecanismo, uma vez que apenas consiste no processo de adição de pesos no disco de inércia do sistema. E assim, conseguir atingir um momento de inércia desejado. Nesta bancada, o disco de inércia apresenta diversas perfurações, radiais de 5 cm e 10 cm, que possibilitam a afixação de pequenos discos de ferro como pesos.

O sistema de estabilização na bancada de teste foi realizado como um conjunto de placas metálicas acoplada a um carrinho que desliza sobre duas barras guias, Figura 61 e Figura 62. Essas guias barras cromadas polidas, possibilitando assim um baixo coeficiente de atrito ao sistema.

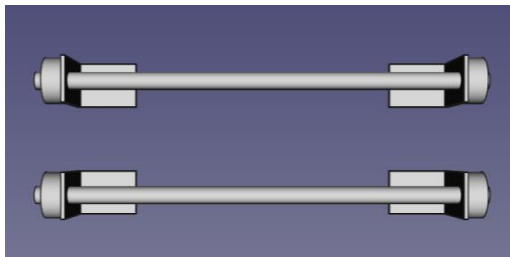


Figura 61 - Modelo Físico - Guias - Vista Frontal

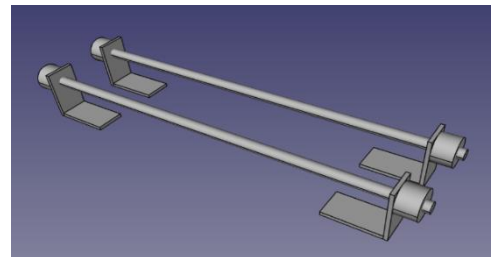


Figura 62 - Modelo Físico - Guias - Vista lateral

O carrinho de carga, foi criado a partir da utilização de dois rolamentos lineares sobre as guias, no qual tais rolamentos são posteriormente afixados a uma das chapas de cargas, Figura 63 e Figura 64. As demais cargas adicionais são posteriormente adicionadas ao sistema a partir de um parafuso presente na chapa de afixação, permitindo assim o estudo da relação do percentual de carga de atuação com a resposta do sistema.

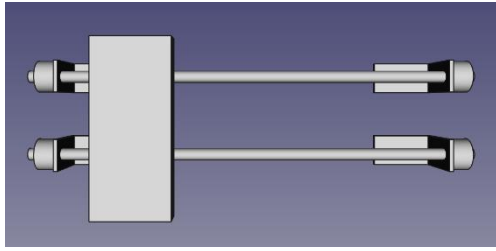


Figura 63 - Modelo Físico - Carrinho - Vista Superior

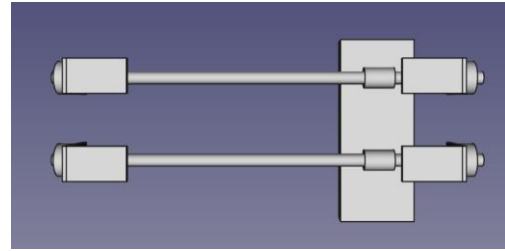


Figura 64 - Modelo Físico - Carrinho - Vista Inferior

Para a movimentação do carrinho de carga foi utilizado uma conjunto de engrenagens, polias e correia Figura 65 e Figura 66. No qual, a porção da correia entre as polias passaria entre as guias do carrinho, e essa seria afixada ao carrinho. Assim, com o giro da engrenagem central ocorre o deslocamento do carrinho.

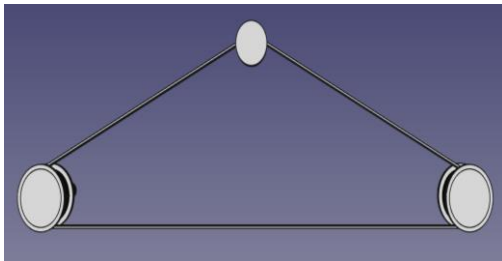


Figura 65 - Modelo Físico - Correia - Vista Frontal

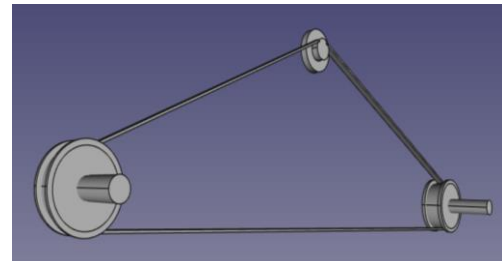


Figura 66 - Modelo Físico - Correia - Vista Traseira

Este giro da engrenagem central é realizado a partir de um motor DC Figura 67. É importante salientar que o ponto de afixação deste motor no disco de inércia do deve ser de modo que o seu eixo esteja alinhado com o eixo principal de giro. De modo que, a sua massa e momento de inércia seja igualmente distribuído, minimizando assim a sua influência quanto giro do sistema devido ao torque resultante de seu peso.

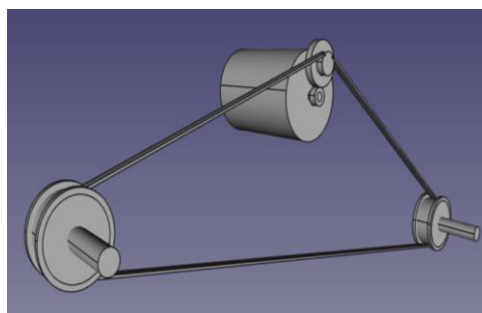


Figura 67 - Modelo Físico - Motor DC

Desta forma, a partir de todas as considerações realizadas acima e restrições quanto a pontos de afixamento. Temos que o sistema acoplado da planta de teste foi realizado da seguinte maneira, Figura 68 e Figura 69.

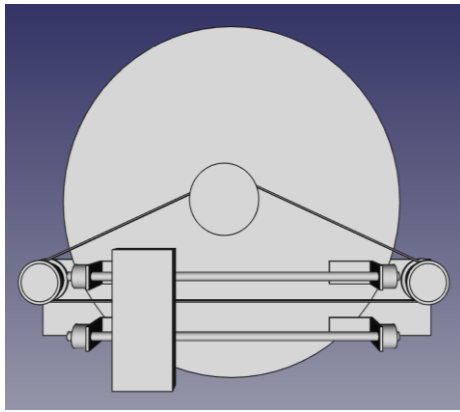


Figura 68 - Modelo Físico - Sistema Acoplado - Vista Frontal

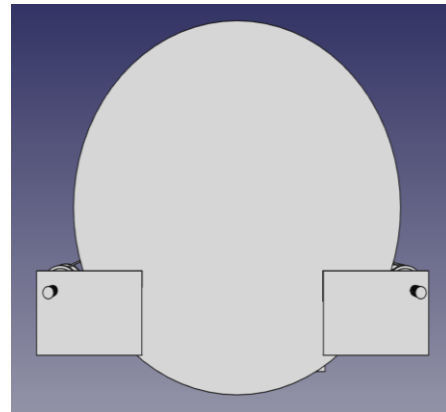


Figura 69 - Modelo Físico - Sistema Acoplado - Vista Traseira

E por fim, temos o modelo físico montado da planta de teste, Figura 70, e as plotagens dos esquemáticos de construção, Figura 71 e Figura 72.

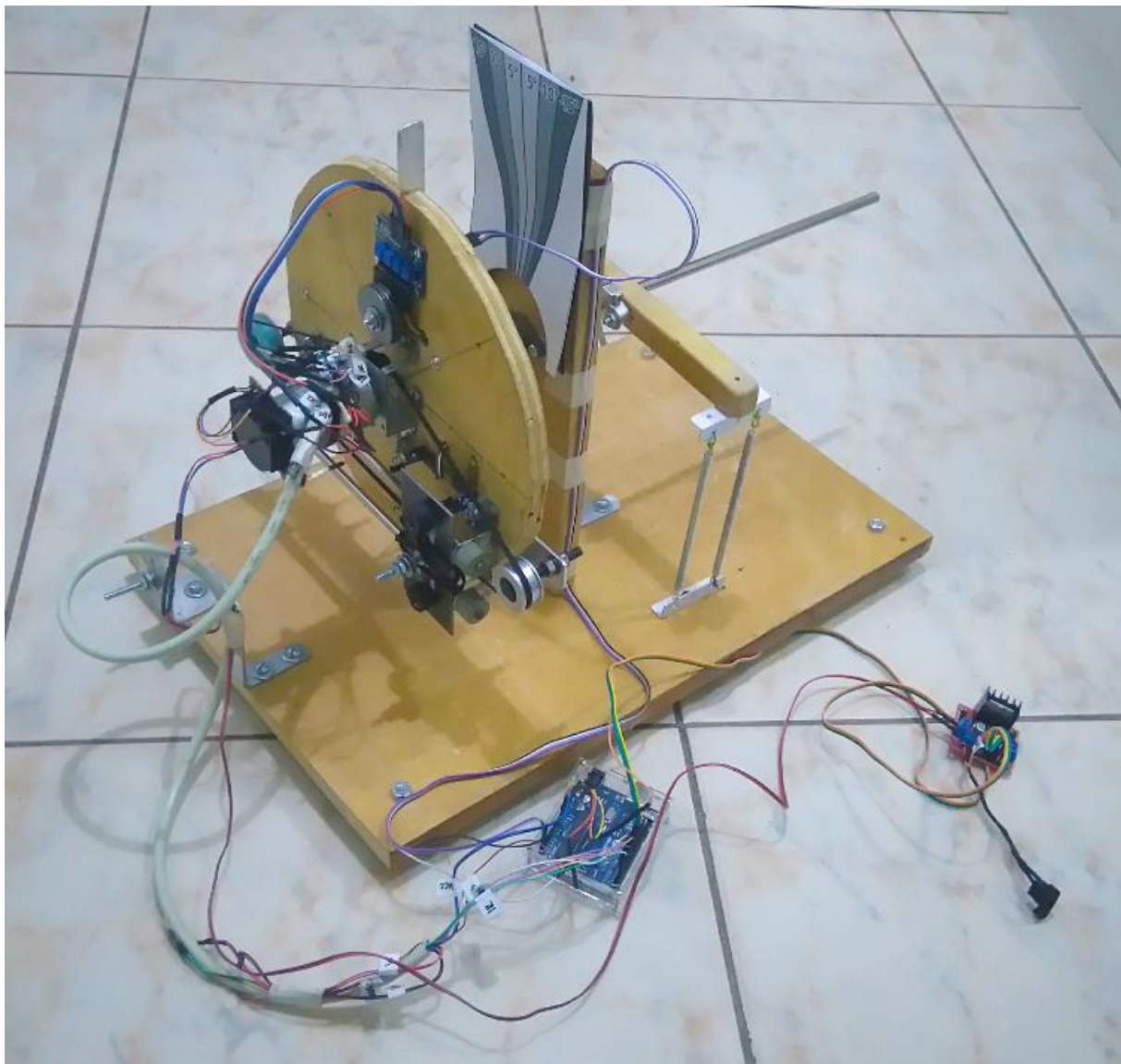


Figura 70 - Bancada de Testes

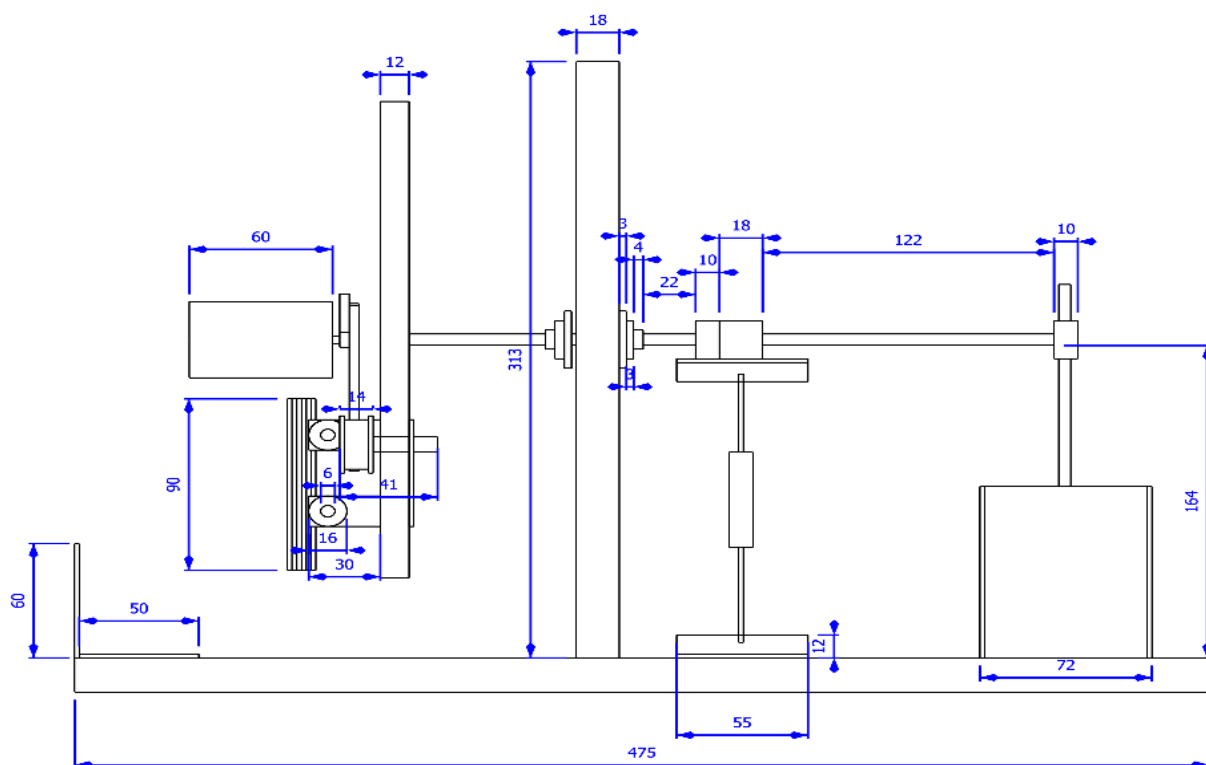


Figura 71 - Esquemático da Planta de Teste - Vista Lateral

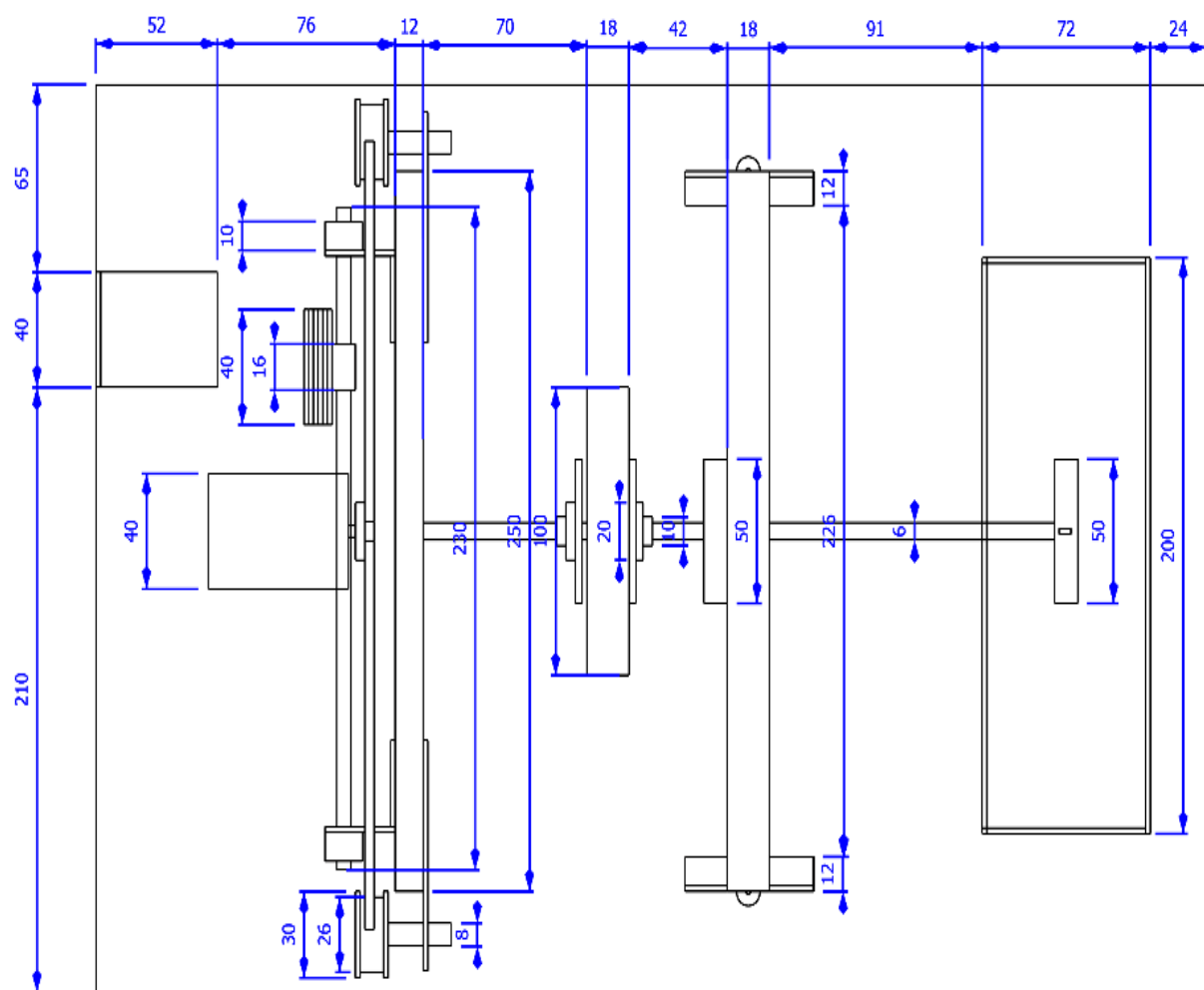


Figura 72 - Esquemático da Planta de Teste - Vista Superior

4.2 METROLOGIA

Para a realização de medidas de comprimento e distâncias utilizou-se um paquímetro digital com uma precisão de 0.01 mm para medições inferiores à 15 cm. Para o outro caso, utilizou-se uma régua metálica convencional com uma graduação de 1 mm. Uma vez que, as medidas consideradas críticas para a realização do controle da bancada de testes foram feitas com o instrumento de maior precisão, a utilização da régua de inferior precisão não prejudicou na realização dos testes realizados na bancada.

Desta forma, obteve-se as seguintes medições para as engrenagens utilizadas:

ENGRENAGEM	DIÂMETRO (MM)
D1	9.91
D2	19.89
D3	12.26

Tabela 1 - Medição - Engrenagens

E as seguintes distâncias entre os sensores infravermelhos e a linha central do disco de inércia:

POSIÇÃO	DISTÂNCIA (MM)
Central - Direito	27.98
Central - Esquerdo	26.88
Fim de Curso - Direito	77.77
Fim de Curso - Esquerdo	77.13

Tabela 2 - Medição - Sensor Infravermelho

Quanto a barra de suporte das molas, temos os seguintes resultados:

	COMPRIMENTO (MM)
Braço Direito	116.28
Braço Esquerdo	118.98

Tabela 3 - Medição - Suporte das Molas

E por fim, temos as medições relacionadas a construção da bancada relevantes ao seu controle:

	COMPRIMENTO (CM)
Diâmetro do Disco	24,5
Altura do eixo	17,5

Tabela 4 - Medição - Dimensões

Para a pesagem dos componentes da bancada utilizou-se a balança da OHAUS do modelo Adventurer, cedida pelo Laboratório de Metrologia do Bloco G da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília. Esta balança apresenta uma carga máxima de operação de 4100g, uma carga mínima de 0,5g e uma precisão de 0,1g. Desta maneira, utilizando-se tal instrumento, realizou-se a pesagem de todos utilizados para a construção e instalação do sistema de estabilização e sistema acoplado.

Segue os dados coletados referente as placas de ferro utilizadas como carga de atuação do sistema de atuação:

CHAPA N#	PESO (G)
1	76,96
2	79,11
3	78,02
4	77,48
5	77,27
6	76,89

Tabela 5 - Pesagem - Carga de Atuação

Das guias pelas quais o carrinho se desloca:

GUIA N#	PESO (G)
1	49,96
2	50,03

Tabela 6 - Pesagem - Guias

Das cantoneiras utilizadas como suportes para as guias:

CANTONEIRA N#	PESO (G)
1	11,80
2	11,38
3	11,52
4	11,61

Tabela 7 - Pesagem - Cantoneiras

Das travas de borracha utilizadas para o travamento das guias nas cantoneiras:

TRAVA N#	PESO (G)
1	2,77
2	2,77
3	2,73

4	2,68
----------	-------------

Tabela 8 - Pesagem - Travas de Borracha

Dos suportes de alumínio utilizados para afiação das polias:

SUPORTE N#	PESO (G)
1	17,22
2	16,59

Tabela 9 - Pesagem - Suporte

Do próprio carrinho do sistema de estabilização:

	PESO (G)
Carrinho	105,70

Tabela 10 - Pesagem - Carinho

Do sistema de transmissão e peças afiliadas ao motor DC:

	PESO (G)
Motor DC + Encoder	216,07
Suporte do Motor	32,23
Correia	4,18

Tabela 11 – Pesagem - Sistema de Transmissão e Motor DC

Do indicador de posição central:

	PESO (G)
Indicador	7,17

Tabela 12 - Pesagem - Indicador de Posição

E por fim, do próprio disco de madeira:

	Peso (g)
Disco de Inércia	311,58

Tabela 13 - Pesagem - Disco de Inércia

4.3 IDENTIFICAÇÃO DE PARÂMETROS

Para a caracterização das molas utilizadas na planta de testes, realizou-se um simples teste para a identificação de sua constante de mola. Neste teste, afixou-se pesos de massa conhecida verificou-se a sua distensão, considerando-se um comprimento inicial de 35

centímetros. Este mesmo teste foi realizado para diferentes configurações, resultando no seguinte resultados:

PESO (G)	DISTENSÃO (CM)
124,96	40
177,85	46
278,60	57
333,16	63
401,25	71

Tabela 14 - Molas - Experimento

Plotando-se estes dados, temos o seguinte gráfico:

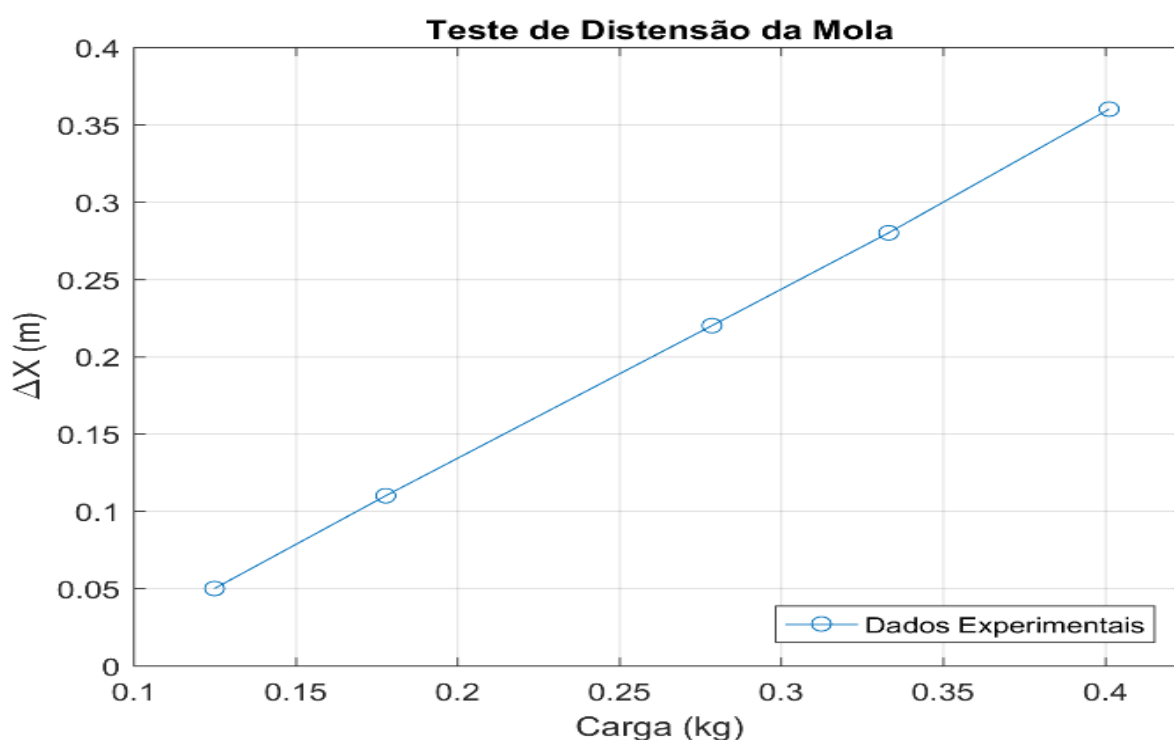


Figura 73 - Teste de Distensão da Mola

Considerando-se que este experimento pode ser equacionado pelas seguintes equações:

$$F_{mola} = K \times \Delta x \quad (105)$$

$$F_{peso} = m_{teste} \times g \quad (106)$$

E que o somatório das forças no Eixo Y em uma situação de repouso neste experimento é nulo. Desta maneira, a partir do relacionamento deste somatório com o gráfico descrito pela Figura 73, a identificação da constante de mola pode ser realizada a partir da identificação da inclinação desta reta. No qual, temos a seguinte equação para a caracterização desta reta com parâmetros físicos:

$$\Delta x = \frac{g}{K} \times m_{teste} \quad (107)$$

Utilizando a ferramenta de regressão linear do Matlab, temos que a esta reta apresenta uma inclinação de 1.1152 e um resíduo de 0.003326. Assim, considerando-se a equação 107, temos que a constante de mola é de:

$$K = 8.7966 \text{ N/m} \quad (108)$$

Esta constante K de mola pode ser relacionada com a componente da equação 1 expressa pela multiplicação do deslocamento e altura de metacentro inicial da embarcação. Esta relação pode ser determinada a partir do equacionamento do torque fornecido ao sistema por este par de molas através de sua barra de sustentação.

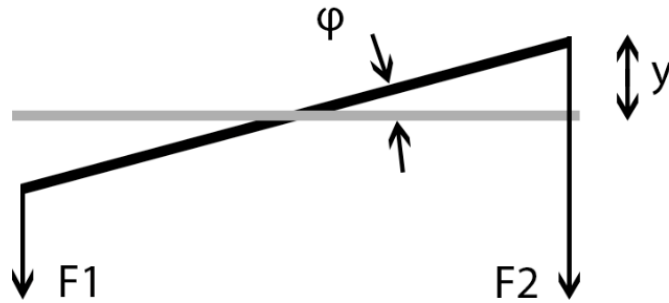


Figura 74 - Modelamento da Constante K

Utilizando a Figura 74 como base para este equacionamento, temos que:

$$F_1 = K \times (\Delta y_0 - y) \quad (109)$$

$$F_2 = K \times (\Delta y_0 + y) \quad (110)$$

Desta forma, realizando o somatório de torques deste sistema, temos que:

$$\sum \tau = F_2 \frac{L}{2} - F_1 \frac{L}{2} = L \times K \times y \quad (111)$$

Onde L , Δl_0 e y representam respectivamente o comprimento total do braço de molas, a distensão inicial da mola, e a distensão da mola devido ao giro do sistema. O parâmetro y pode ser devido em termos do giro do sistema e este braço de mola.

$$y = \frac{L}{2} \sin(\varphi) \quad (112)$$

Desta forma, substituindo a equação 112 na equação 111, temos que:

$$\sum \tau = \frac{K \times L^2}{2} \sin(\varphi) \quad (113)$$

Assim, considerando-se a equação 8, e o como este sistema de molas se relaciona com o modelamento real, temos:

$$\Delta \times GM_0 = \frac{K \times L^2}{2} \quad (114)$$

Todavia, uma vez que este comprimento do braço de molas é fixo. A única maneira de se realizar a sintonização da constante D mecânica equivalente é através da manipulação da constante de mola. Esta constante K pode alterada a partir da utilização de composições de molas ou simplesmente a sua substituição por uma modelo adequado. No qual, uma configuração de mola dupla semelhantes em paralelos obtém-se uma constante de mola equivalente com o dobro do valor unitário, e uma configuração em série uma constante equivalente com metade do valor unitário.

A metodologia utilizada para a identificação do momento de inércia do mecanismo consiste da utilização dos dados coletados durante a pesagem, correlacionando com seu formato e localização em relação ao eixo de giro do mecanismo. Todavia, devido ao formato diverso de alguns componentes, e simplificações realizadas em sua determinação, este resultado é aproximado. Assim, considerando estas limitações temos as seguintes contribuições para o momento de inércia do mecanismo:

MOMENTO DE INÉRCIA (kg*m²)	
Barra de Molas	0,00042267
Cantoneiras	0,00056594
Disco	0,00243422
Eixo	0,00000096
Pesos de Ajuste	0,00039651
Guias	0,00092699
Motor DC	0,00004021
Parafusos	0,00089823
Polia Metálica	0,00083636
Polia Plástica	0,00067238
Suporte do Motor	0,00002605
Suportes da Polia	0,00027090
TOTAL	0,00749140

Tabela 15 - Momento de Inércia

A partir da análise da Tabela 15, como que o fator de escala pode influenciar na determinação do momento de inércia. Pois, ao se optar pela criação de um modelo de pequena escala, a contribuição ao momento de inércia realizada pelos parafusos passa a se tornar expressiva, comparando-se as contribuições das guias do carrinho.

Desta forma, podemos relacionar os coeficientes da equação 1, utilizados nas simulações com coeficientes implementados na bancada de testes:

	RAZÃO
I_{xx}	0.1689
$\Delta \times GM_0$	0.0420

Tabela 16 - Razão entre Modelos Mecânico e Simulado

5 SISTEMA ELÉTRICO-ELETRÔNICO

A instrumentação da bancada de testes consiste da escolha de dispositivos que permitissem a caracterização do giro do disco de inércia, a identificação dos fins de curso das guias do sistema estabilizador, como também o controle do acionamento do motor DC e a quantificação do giro de seu eixo. Para a determinação da inclinação do sistema optou-se por uma combinação de giroscópio e acelerômetro, sendo identificada a partir do processamento das informações de ambos os sensores. A identificação da posição do carrinho do sistema de estabilização foi realizada por quatro sensores infravermelhos posicionados nas extremidades das guias e dois na região central do sistema, estes utilizados para a determinação da posição zero do deslocamento da carga de atuação. A ativação e controle de direção e velocidade do motor DC foi realizada por uma placa driver, em que essencialmente realizou o chaveamento de uma fonte de tensão constante em frequência estabelecida pelo controle de ativação realizado pelo microcontrolador. A identificação do giro do eixo do motor foi realizada por um encoder, que consiste de um disco com diversas marcações e um par de sensores ópticos. A quantificação do giro é realizada através da análise dos sinais destes sensores, que são estimulados de acordo com as marcações do disco.

5.1 GIROSCÓPIO E ACELERÔMETRO

Os dispositivos da série MPU-60X0™ da InvenSense foram a primeira solução de processadores de movimento de 6-eixos integrados à serem desenvolvidos para operação à baixa potência, baixo custo e conciliada a alta performance exigida por smartphones, tablets e sensores vestíveis.

Nestes dispositivos em um único chip de silicone foram combinados um giroscópio e um acelerômetros de 3-eixos, conjuntamente com um Digital Motion Processor™ (DMP™), responsável pelo processamento do algoritmo MotionFusion para 6-eixos (código proprietário), e desta forma eliminando o desalinhamento dos eixos de soluções discretas para esse conjunto de sensores. Sua comunicação é realizada através dos protocolos I²C por SPI.

Quanto a sensibilidade do sensor, este disponibiliza quatro diferentes configurações que podem ser definidas livremente pelo usuário para cada sensor. Para o giroscópio pode-se configurar as seguintes escalas: $\pm 250^\circ/\text{s}$, $\pm 500^\circ/\text{s}$, $\pm 1000^\circ/\text{s}$ e $\pm 2000^\circ/\text{s}$. E quanto o acelerômetro pode-se as seguintes escalas: $\pm 2\text{g}$, $\pm 4\text{g}$, $\pm 8\text{g}$, $\pm 16\text{g}$.

Dentre as diferentes placas que fazem uso do MPU-6050, temos a placa GY-521 que foi utilizada neste estudo, Figura 75.

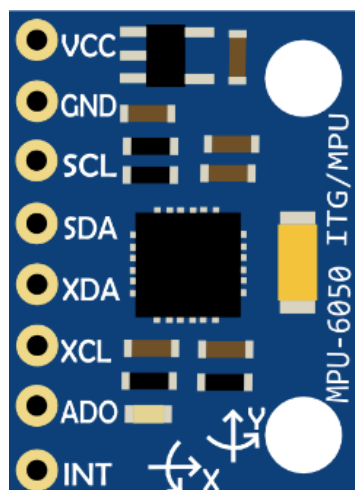


Figura 75 - Breakout Board GY-521 [20x16x3 mm] (MORENO, 2016)

5.1.1 DESCRIÇÃO DE FUNCIONAMENTO

Tomando-se inicialmente um modelo simplificado de acelerômetro, pode-se tentar imaginá-lo como um cubo fechado com uma esfera livre em seu interior, Figura 76. No qual estas paredes deste cubo são sensores de pressão, comumente um sensor piezo elétrico (SANJEEV, 2015). Deste modo, a detecção da aceleração é realizada por este sensor de forma indireta, através do relacionamento da movimentação desta esfera e a pressão exercida por ela nestas paredes (BALUTA, 2009). No qual, estas pressões são quantificadas pelos sensores na forma de tensões elétricas.

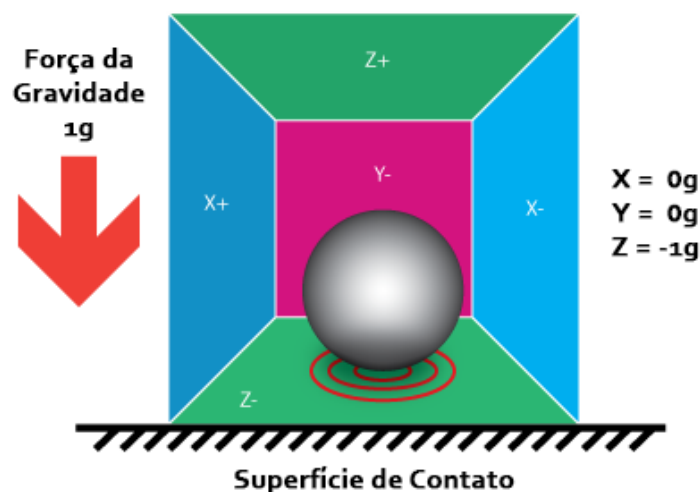


Figura 76 - Princípio de Funcionamento do Acelerômetro (BALUTA, 2009) (Adaptado)

A cada uma das paredes do cubo são atribuídas orientações correspondentes aos eixos X, Y e Z, como pode ser visualizado nas indicações das paredes da figura acima. O deslocamento da esfera resulta na alteração nos referenciais de tensão de cada um destes eixos, que indiretamente representam as componentes da força resultante em cada um destes eixos (BALUTA, 2009). Estas componentes comumente apresentam um fator de

relacionamento linear com os valores da aceleração em escalas convencionais. Todavia, normalmente estas informações são convertidas por um conversor AD (Analógico-Digital) antes de serem adquiridas.

Todavia, devido a escala relativa deste modelo de sensor e o surgimento de tecnologias móveis de alta complexidade e de tamanho reduzido, tais como: smartphones, tablets etc. Tal modelo de sensor passou a não ser mais atraente. E com o desenvolvimento de microtecnologias, mas especificamente dos MEMS (Sistemas Micro Eletromecânicos). No qual, a partir do relacionamento da variação de capacitâncias internas à um objeto de medição, possibilitou-se a criação de diferentes sensores em escala reduzida e de baixo custo. Dentre tais sensores, pode-se destacar: acelerômetros, giroscópios e magnetômetros.

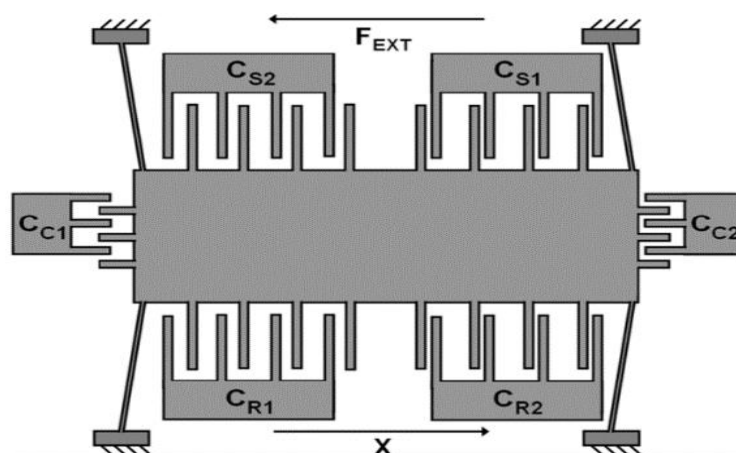


Figura 77 - MEMS Acelerômetro (AMINI, ABDOLVAND e AYAZI, 2006) (Adaptado)

Tomando por exemplo um sensor acelerômetro para análise, Figura 77. Neste sensor tem-se um conjunto de capacitâncias e uma massa central suportada por hastes flexíveis. Assim, com o deslocamento desta massa central obtêm-se alterações nas diversas capacitâncias, alterações que posteriormente são processadas para a obtenção de informações quanto a aceleração. Um sensor giroscópio por sua vez, utiliza este mesmo princípio de variação de capacitâncias para a determinação de velocidade angular. Todavia, o deslocamento da massa é causado por uma força gerada por Efeito Coriolis, no qual relaciona-se uma força à atuação de uma velocidade angular e velocidade em uma massa.

5.1.2 OPERAÇÃO

Para operação da placa GY-521 no Arduino foram implementados quatro estados de operação que permitem a sua plena operação: configuração inicial, calibração do sensor, configuração de sensibilidade e leitura de dados.

Para a realização da configuração inicial, deve-se inicialmente se abrir uma comunicação i2C com o endereço do dispositivo, endereço que é fixo. Posterior a essa etapa, requer-se

que reset o registrador 107 (0x6B), responsável pelo Gerenciamento de Energia. Pois ao se iniciar o dispositivo se encontra em modo de hibernação, descrito pelo Bit[7] deste registrador. Deve-se ressaltar que o fabricante recomenda um intervalo de 100ms entre cada interação de escrita nos registradores.

O processo de calibração do sensor consiste na realização de um número razoável de medidas com o sensor imóvel na posição inicial, no qual posteriormente é se realizado a média destes resultados e então utilizados como offsets, que serão utilizados no processo de escalonamento dos dados.

A configuração de sensibilidade dos sensores é configurada pelos registradores 27 (0x1B) e 28 (0x1C), respectivamente responsáveis pelas configurações do giroscópio e acelerômetro. Em ambos os registradores os Bit[4] e Bit[3] são as posições destinadas para armazenar as configurações de sensibilidade, de acordo a seguinte tabela:

<i>BIT[4].BIT[3]</i>	<i>GIROSCÓPIO</i>	<i>ACELERÔMETRO</i>
<i>0x00 = 0</i>	±250 graus/s	±2 g
<i>0x01 = 1</i>	±500 graus/s	±4 g
<i>0x10 = 2</i>	±1000 graus/s	±8 g
<i>0x11 = 3</i>	±2000 graus/s	±16 g

Tabela 17 - MPU6050 - Configuração de Sensibilidade

Por fim, temos o procedimento de leitura de dados. No qual temos que realizar a leitura de 14 registradores a partir do registrador 59 (0x3B) até o registrador 72 (0x48). Uma vez que temos uma precisão de 16 bits em complemento de 2, as informações são divididas em dois registradores de 8 bits. Desta forma, temos a leitura de seis registradores pertinentes as medidas do acelerômetro na ordem eixo X, Y e Z. Em seguida a leitura de 2 registradores quanto ao sensor de temperatura, e mais seis registradores para as medidas do giroscópio em ordem similar ao outro sensor.

5.1.3 CONEXÃO FÍSICA

A placa GY-521 apresenta oito entradas como mostrado na Figura 75, das quais apenas quatro delas são necessárias para o seu funcionamento. Duas das outras entradas são utilizadas para a comunicação com outros sensores, respectivamente XDA e XCL. Outro é relacionado à escolha do endereço de I²C, AD0, utilizado caso se queira usar duas placas simultaneamente. Por fim, uma entrada que lida com interrupções, INT, utilizado para acessar o processador integrado do sensor.

PINAGEM	ENTRADAS	ARDUINO
VCC	5V	VCC
GND	0V	GND
SCL	Clock	A5
SDA	Dados	A4
XDA	Dados Auxiliar	-
XCL	Clock Auxiliar	-
AD0	Endereço I2C	-
INT	Interrupção	-

Tabela 18 - GY-521 - Pinagem

5.1.4 CALIBRAÇÃO

O procedimento de calibração consiste da realização de um número razoável de medidas em uma dada posição no qual o sensor deve permanecer imóvel durante esta coleta de dados. Estes dados são então processados para a determinação de offset para cada eixo do giroscópio e acelerômetro. Esta determinação normalmente condiz com o valor médio destas leituras. Salienta-se que este offset ainda não apresenta uma representação física, pois ainda é apenas um número inteiro em complemento de 2.

O motivo da necessidade deste procedimento é que normalmente ao se realizar medições com este sensor em uma superfície dita plana, os dados coletados não caracterizam o local das medidas. Dentre alguns motivos causadores deste problema podemos listar: a superfície de teste não é realmente plana e alinhada, o suporte utilizado no sensor não está devidamente alinhado, o próprio sensor não é alinhado.

As duas primeiras suposições são de fácil compreensão, todavia, para a terceira, se faz necessário verificar o datasheet do componente. O fabricante do sensor, afirma que o alinhamento do MEMS na placa de silício não é perfeito, Figura 78, podendo apresentar uma desvio de 1° dependendo do eixo (INVENSENSE INC, 2013). Desta forma, devido a este desalinhamento, para um determinado eixo as suas leituras apresentam pequenas componentes dos demais eixos. Lembrando-se que estes erros são acumulativos, ao final de toda montagem tais efeitos são mais significativos ainda. Uma vez que esta sensibilidade está relacionada com o seno destes desalinhamentos. Assim, recomenda-se realizar o procedimento de calibração ao se ligar o sistema. De modo, a assegurar o seu correto funcionamento para o dado local e montagem atual.

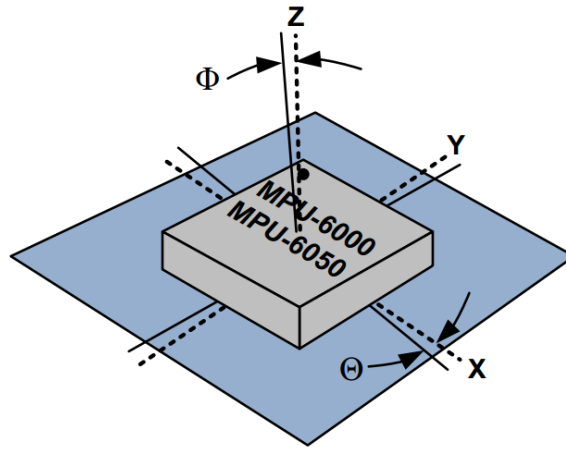


Figura 78 - Circuito Impresso do Sensor (INVENSENSE INC, 2013)

5.1.5 PRÉ-PROCESSAMENTO

O pré-processamento consiste no escalonamento dos valores na representação de 16 bits em complemento de 2 para uma escala física dos dados adquiridos, como também para a realização do ajuste dos dados quanto ao processo de calibração.

Primeiramente temos que entender como funciona essa representação dos dados. Tendo-se 16 bits em complemento de 2, teremos então uma faixa de representação de – 32769 até 32768. Desta forma, conforme a lista de sensibilidade descrita pela Tabela 1, podemos ver a escala dos dados é dada pela seguinte equação:

$$Escala = \frac{Faixa\ de\ Representação}{Sensibilidade} \quad (115)$$

A partir do entendimento da natureza das medidas, devemos ter em um estado imóvel medidas no giroscópio iguais à zero, e apenas aceleração igual à 1 no eixo Z do acelerômetro (pertinente a gravidade), e leituras nulas para as outras medidas. Também devemos levar em consideração as medidas realizadas no processo de calibração, denominadas offsets, valores que devem ser subtraídos das medidas futuras.

Desta forma, para as medidas do giroscópio e medidas do eixo X e Y do acelerômetro podemos utilizar a fórmula para o escalonamento:

$$Valor = \frac{Medida - Offset}{Escala} \quad (116)$$

E para as medidas do eixo Z do acelerômetro, a fórmula a seguir:

$$Valor = 1 + \frac{Medida - Offset}{Escala} \quad (117)$$

O sensor de temperatura apresenta sensibilidade constante de 340 unidades por grau Celsius, e um valor de -512 a 35°C. Realizando as devidas operações, podemos encontrar a seguinte equação para a temperatura do sensor.

$$Temperatura = \frac{Medida + 12412}{340} \quad (118)$$

5.1.6 PROCESSAMENTO

O processamento dos dados consiste no equacionamento das acelerações e taxas de giro nos eixos X, Y e Z em informações referentes a disposição espacial do sensor, e consecutivamente da embarcação em questão. Essas informações consistem dos ângulos de rotação entorno dos eixos de orientação: longitudinal, lateral e perpendicular. No qual são denominados respectivamente: roll, pitch e yaw, Figura 79. No qual o tópico deste trabalho é um controle direcionado à mitigação das oscilações dos ângulos em roll.

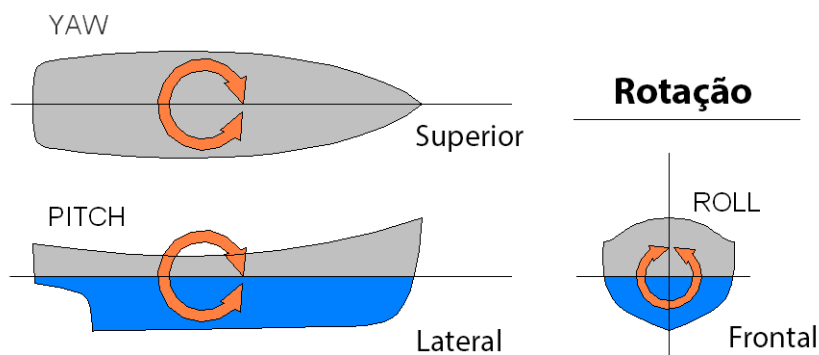


Figura 79 - Ângulos de Orientação (WIKIPEDIA, 2006) (Adaptado)

A partir dos dados do giroscópio é possível a determinação de todos os ângulos de rotação. Todavia, devido à natureza dos dados, no qual correspondem a taxas de alteração na rotação por segundo, a precisão destas medidas está diretamente relacionada com o intervalo de tempo entre as medidas. Assim, os valores encontrados correspondem a incrementos de ângulos à uma medida anterior. Entretanto, devido às restrições de manufaturas e projeto, em tais sensores um feito denominado deriva ocorre. Esta deriva é causada por causada por múltiplos fatores e apresenta uma complexidade não-linear, e devido ao fator integrativo este erro aumenta com o passar do tempo (SHIAU, HUANG e CHANG, 2012). E por essa razão, não se pode confiar integralmente nestes dados. Assim, os dados deste sensor podem ser equacionados de acordo com as Equações 7, 8 e 9.

$$Roll_{GYR,k} = Gyr_X * dt + Roll_{GYR,k-1}^{\circ} \quad (119)$$

$$Pitch_{GYR,k} = Gyr_Y * dt + Pitch_{GYR,k-1}^{\circ} \quad (120)$$

$$Yaw_{GYR,k} = Gyr_Z * dt + Yaw_{GYR,k-1}^{\circ} \quad (121)$$

O equacionamento dos dados do acelerômetro permite a determinação dos ângulos roll e pitch. A incapacidade do sensor de determinar o ângulo yaw deve-se ao fato de que por definição assume-se que o eixo Z do sensor está alinhado com o campo gravitacional e está alinhado para baixo. E assim, todas as acelerações são completamente insensíveis à rotações entorno do vetor do campo gravitacional e desta maneira não podem ser utilizadas para a determinação desta rotação (PEDLEY, 2013). Outra característica deste sensor é que suas medidas são bastante suscetíveis à ruído, tais como vibrações. Todavia, tais perturbações são comumente breves. De modo que, caso os intervalos de tempo de atuação das forças aplicadas sobre o acelerômetro sejam maior que as perturbações, tais medidas apresentam precisão aceitáveis. Assim, de acordo com (PEDLEY, 2013), pode-se determinar os ângulos roll e pitch com as respectivas equações:

$$Roll_{ACC} = \text{atan2}(Acc_Y, Acc_Z) \text{ rad} \quad (122)$$

$$Pitch_{ACC} = \text{atan2}\left(Acc_X, \sqrt{(Acc_Y^2 + Acc_Z^2)}\right) \text{ rad} \quad (123)$$

5.1.7 PÓS-PROCESSAMENTO

Uma vez compreendidos as limitações dos sensores, percebe-se claramente que não se deve confiar cegamente em seus resultados. O giroscópio apresenta problemas de deriva, e o acelerômetro problemas de ruído devido a vibrações. Devendo-se ainda considerar a influência da temperatura local e frequência de operação para a acurácia destas medidas (SHIAU, HUANG e CHANG, 2012).

Desta maneira, procura-se realizar um processo de filtragem e tratamento destes dados com o intuito de mitigar tais efeitos. Destas abordagens, pode-se destacar as seguintes abordagens, em ordem crescente de complexidade: Filtro Complementar, Filtro de Kalman e Digital Motion Processor™.

A primeira abordagem, filtro complementar, consiste basicamente da implementação de um filtro passa baixa para o acelerômetro e um filtro passa alta para o giroscópio Figura 80. Tal filtro é de fácil implementação e de baixo custo computacional para o microcontrolador.

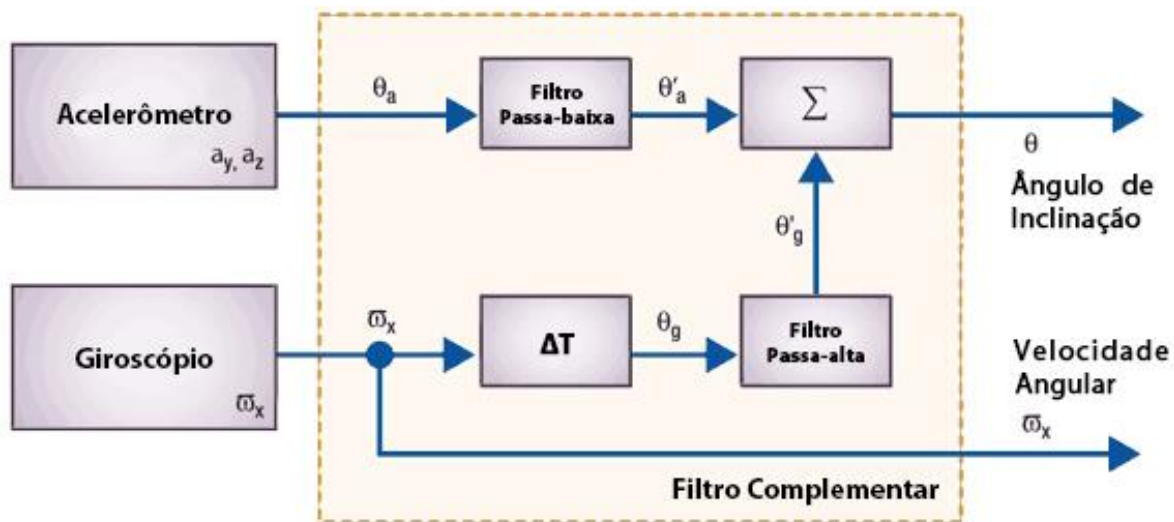


Figura 80 - Filtro Complementar (ESFANDYARI, NUCCIO e XU, 2011) (Adaptado)

Um filtro complementar pode ser considerado um simples filtro de pesos, ponderando-se os dados do acelerômetro e giroscópio. No qual, o seu equacionamento pode ser realizado de acordo com as seguintes equações, respectivamente: ângulo filtrado e constante de tempo.

$$\theta = \alpha * \theta_{GYR} + (1 * \alpha) * \theta_{ACC} \quad (124)$$

$$\tau = \frac{\alpha * \Delta T}{1 - \alpha} \quad (125)$$

Considerando-se esse equacionamento, uma frequência de amostragem de 100 Hz, intervalo de 10 milissegundos entre as leituras, e peso α igual à 0.96, como utilizado na implementação no microcontrolador. Teremos então uma constante de tempo de 0.24 segundos.

Utilizando a constante de tempo adotada no microcontrolador para exemplificar o comportamento deste filtro. Para uma movimentação que atue mais rapidamente que 0.24 segundos, a parcela do giroscópio apresenta uma maior relevância e o ruído do acelerômetro é filtrado. E caso contrário, a movimentação seja mais lenta que esta constante de tempo, a parcela do acelerômetro apresentará maior relevância e o erro causado pela deriva do giroscópio é mitigado (ESFANDYARI, NUCCIO e XU, 2011).

A segunda abordagem, filtro de Kalman, é relativamente mais complexa. Tanto do ponto de vista de implementação, quanto de custo computacional. Todavia, este algoritmo é capaz de estimativas dos valores reais das medidas do sensor e seus valores calculados associados. Esse processo é realizado a partir da predição de um valor e a estimação de sua incerteza. Em posse destes dados, posteriormente é realizado uma ponderação entre o valor médio desta predição e o valor medido. No qual os pesos estão relacionados com o grau de incerteza destas medidas. Assim, a parcela com menor incerteza apresentará maior peso. O valor estimado determinado pelo algoritmo costuma ser mais próximo do valor real do que o

valor puramente medido do sensor, pois a média ponderada apresenta uma melhor estimativa de incerteza do que ambos os valores utilizados para o seu cálculo (ESFANDYARI, NUCCIO e XU, 2011).

A notação \hat{x} foi utilizada para a indicação da estimativa do estado real x , estado no qual a ser estimado. Para um sistema no tempo k , x é dado por:

$$x_k = \mathbf{F} * x_{k-1} + \mathbf{B} * u_k + w_k \quad (126)$$

No qual x_k é a matriz de estado do sistema. Descrevendo como saída do filtro o ângulo filtrado e bias baseado nas medidas do acelerômetro e giroscópio. Este bias indica a deriva do giroscópio em relação ao valor de referência.

$$x_k = \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta}_b \end{bmatrix}_k \quad (127)$$

O próximo termo é a matriz \mathbf{F} , no qual descreve uma matriz de transição de estado à ser aplicado ao valor do estado anterior, respectivamente x_{k-1} .

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} 1 & -\Delta t \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (128)$$

A matriz \mathbf{B} é denominada matriz de entrada, no qual é responsável pela compatibilização do entrada u_k . Entrada, que em questão, representa o valor medido no giroscópio (°/s) no tempo k .

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \Delta t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (129)$$

Finalmente temos w_k , sendo o ruído do processo. Assume-se ao ruído uma distribuição Gaussiana descrita com média nula e uma covariância Q para o tempo k .

$$w_k \sim N(0, Q_k) \quad (130)$$

A matriz de covariância do ruído do processo é denominada Q_k , que descreve a matriz de covariância do estado estimado do acelerômetro e do bias. Tomando-se as estimativas de bias e do acelerômetro como independentes, e assim simplificando para apenas a variância da estimativa do acelerômetro e a variância do bias. Assim, tem-se que:

$$Q_k = \begin{bmatrix} Q_\theta & 0 \\ 0 & Q_{\dot{\theta}_b} \end{bmatrix} * \Delta t \quad (131)$$

Para que as estimativas geradas pelo filtro de Kalman sejam consideradas confiáveis é necessário uma boa construção da matriz Q_k . Ao se notar o termo Δt em sua construção, percebe-se que com a redução da taxa de amostragem e consecutivamente um aumento no intervalo de amostragem o filtro assumirá um ruído maior do que anteriormente, pois o

giroscópio pode estar em deriva. Por outro lado, também pode-se utilizar estes valores de variância para ajustar a resposta do filtro. Caso seja notado uma lenta resposta do filtro, percebe-se que o filtro está confiando demasiadamente em suas estimativas, uma redução de Q_θ pode ser necessário. O mesmo pode ser dito para $Q_{\hat{\theta}_b}$, no qual caso os valores estimados estejam em deriva, um aumento de $Q_{\hat{\theta}_b}$ mitigará tais efeitos (LAUSZUS, 2012).

Assim se conclui o equacionamento do estado real, estado no qual não é observável. O que realmente é observável são as medidas do estado real x_k , Estas medidas observáveis são denominadas z_k e equacionadas considerando-se o estado real e um ruído associado ao processo. Seu equacionamento pode ser descrito da forma:

$$z_k = \mathbf{H} * x_k + v_k \quad (132)$$

A matriz \mathbf{H} é denominada matriz de observabilidade. Utilizada no mapeamento do estado real para o estado observável. No qual, ao apenas se utilizar o valor do acelerômetro para essa observação, \mathbf{H} pode ser definido como:

$$\mathbf{H} = [1 \quad 0] \quad (133)$$

O ruído do processo de medição v_k , também deve apresentar uma distribuição Gaussiana com média nula e com \mathbf{R} como a covariância deste procedimento.

$$v_k \sim N(0, \mathbf{R}) \quad (134)$$

Todavia, como \mathbf{R} não é uma matriz, pois apenas estamos considerando a medição do acelerômetro. A covariância deste processo é igual a sua variância. E simultaneamente realizando-se outra simplificação. Ao se assumir que o ruído das medidas é independente do tempo k , e logo constante. Assim, temos que:

$$\mathbf{R} = \text{var}(v_k) = \text{var}(v) \quad (135)$$

Note que caso seja atribuído um valor muito elevado para \mathbf{R} , o filtro apresentará uma lenta resposta. Pois designará menor importâncias às novas medidas. Todavia, para um valor muito pequeno, o filtro deixará passar o ruído do acelerômetro (ESFANDYARI, NUCCIO e XU, 2011) e (LAUSZUS, 2012).

Assim, temos o equacionamento final do sistema:

$$x_k = \mathbf{F} * x_{k-1} + \mathbf{B} * u_k + w_k \quad (136)$$

$$z_k = \mathbf{H} * x_k + v_k \quad (137)$$

Com base neste sistema de equações, basta realizar a definição de \hat{x}_k . Procedimento que é realizado em duas etapas: predição e atualização. Na primeira etapa, predição, serão

realizadas a predição do estado atual e a matriz erro de covariância para o tempo k. Estimação realizada com base em todos os estados anteriores e as medidas do giroscópio. No qual, a matriz **F** e **B** são descritas da mesma forma que anteriormente.

$$\hat{x}_{k|k-1} = \mathbf{F} * \hat{x}_{k-1|k-1} + \mathbf{B} * \dot{\theta}_k \quad (138)$$

A próxima etapa é a realização da estimação a priori da matriz de erro covariância $P_{k|k-1}$, utilizando a sua antecessora e a matriz de covariância do processo. Essa matriz é utilizada para indicar o quanto o filtro confia nos valores do estado estimado em uma relação de inversa proporcionalidade. Quanto menor, mas será confiável.

$$P_{k|k-1} = \mathbf{F} * P_{k|k-1} * \mathbf{F}^T + Q_k \quad (139)$$

$$P_{k|k-1} = \begin{bmatrix} P_{0,0} & P_{0,1} \\ P_{1,0} & P_{1,1} \end{bmatrix} \quad (140)$$

A segunda etapa consiste no procedimento de atualização, no qual utiliza o valor projetado pela etapa anterior, e conjuntamente com o valor de medida gerado a partir dos dados do acelerômetro e o estudo de confiabilidade de ambos para ajustar e aprimorar este valor projetado (WELCH e BISHOP, 2001).

Esse procedimento é inicializado com o cálculo da diferença entre a medida observável z_k e a estimativa do estado a priori $\hat{x}_{k|k-1}$. Esta diferença é denominada inovação:

$$\tilde{y}_k = z_k - \mathbf{H} * \hat{x}_{k|k-1} \quad (141)$$

O próximo procedimento é o cálculo da covariância da inovação. No qual tenta quantificar o quanto o filtro confiará nos valores de z_k . O quanto maior for o ruído nas medidas, maior será o valor de S_k . E assim, o filtro não creditará muito nesta medida.

$$\mathbf{S}_k = \mathbf{H} * P_{k|k-1} * \mathbf{H}^T + \mathbf{R} \quad (142)$$

Em seguida é o cálculo do ganho de Kalman. Este ganho é utilizado para indicar o quanto o filtro confia na inovação e é definido como:

$$\mathbf{K}_k = P_{k|k-1} * \mathbf{H}^T * \mathbf{S}_k^{-1} \quad (143)$$

Analizando-se esse ganho temos que caso o filtro não confie muito na inovação, o valor da covariância S será alto. E caso as estimativas sejam confiáveis a matriz de erro covariância P será pequeno. O que tornará o ganho de Kalman pequeno, o inverso acontecerá caso não se confie na estimativa mas sim na medida atual (LAUSZUS, 2012).

Em posse do ganho de Kalman e da inovação, pode-se agora calcular a atualização do valor estimado. No qual utilizamos dados do acelerômetro para aprimorar o valor determinado anteriormente com base no giroscópio e valores anteriores.

$$\hat{x}_{k|k} = \hat{x}_{k|k-1} + \mathbf{K}_k * \tilde{y}_k \quad (144)$$

A última etapa é realizar a atualização da matriz de covariância P, no qual o filtro procurar corrigir a matriz de erro covariância baseado no quanto a estimativa foi corrigida.

$$P_{k|k} = (I - \mathbf{K}_k * H) * P_{k|k-1} \quad (145)$$

Quanto ao processo de inicialização, deve-se definir os estados iniciais da matriz erro de covariância, Equação 28, como também a matriz de estado do sistema, Equação 15. Para um sistema no qual não se sabe o seu estado inicial, deve-se assumir um grande grau de desconfiança nos primeiros resultados. Assim, a matriz de erro de covariância de tal sistema é da forma:

$$P_0 = \begin{bmatrix} L & 0 \\ 0 & L \end{bmatrix}, L \in \mathbb{R} \quad (146)$$

Todavia, na situação em estudo o estado inicial é conhecido. E considerando-se o processo de calibração e a própria robustez do filtro. Pode-se assumir um estado de inicialização nulo. Assim, o valor de L na matriz de erro de covariância é zero, e os valores do estado inicial do sistema também são nulos.

$$P_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (147)$$

$$x_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (148)$$

Voltando ao tópico de métodos de tratamento de dados, temos a terceira e última abordagem, o Digital Motion Processor™, comumente reconhecido como DMP. O DMP é um processador integrado na placa de silício do sensor. Neste sensor é executado de forma independente ao microcontrolador o algoritmo proprietário MotionFusion™, patente US 20120323520A1. Por ser um código proprietário, o algoritmo não é disponibilizado o seu código fonte. Sendo apenas disponibilizado em forma de código binário compilado, que deve ser carregado no sensor à cada inicialização.

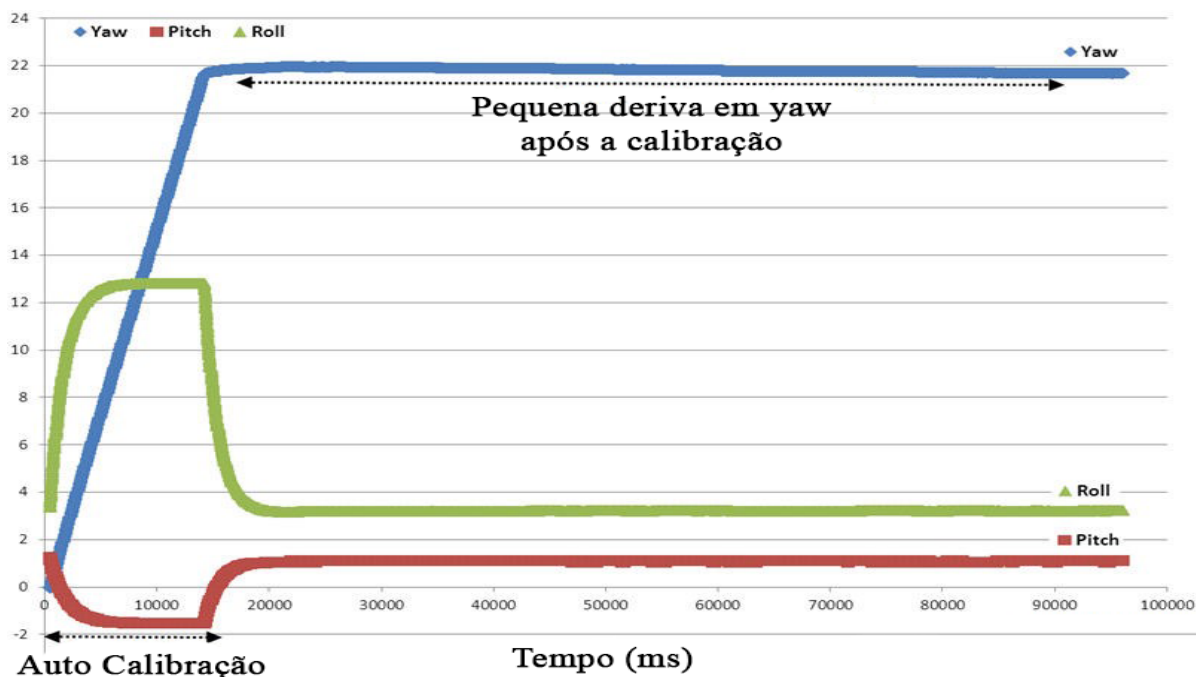


Figura 81 – MPU6050 MotionFusion™ (STAN, 2014) (Adaptado)

O seu comportamento pode apenas ser descrito por inferências de seus usuários. No qual a comunidade descreve um processo de auto calibração inicial, intervalo 0~15s da Figura 81. E após esse processo o seu funcionamento é relativamente estável até para determinação de yaw. E levando em consideração que para uma boa caracterização de oscilações yaw é necessário a utilização de magnetômetros para complementar os dados fornecidos pelo giroscópio, uma vez que o acelerômetro não permite a sua caracterização.

5.1.8 COMPARAÇÃO DE FILTROS

Para a comparação dos filtros realizou-se um teste estático, no qual o mesmo consiste de manter o sensor imóvel em uma superfície plana em ambiente isolado, de modo a mitigar efeitos externos devido a vibrações. O teste consiste em cinco etapas de 10 segundos de atuação. A primeira etapa consiste na operação do sensor com uma taxa alta de amostragem, em questão 500 ms. A segunda etapa, na alteração desta taxa de amostragem para 150 ms. A terceira em uma posterior alteração da taxa de amostragem para 10 ms. A quarta etapa consiste na realização do procedimento de calibração do sensor para tal posição, procedimento que demora aproximadamente 23 segundos. A quinta e última etapa consiste na coleta de dados para tal configuração, taxa de amostragem de 10 ms e sensor calibrado.

Os dados coletados consistem da comparação dos valores calculados a partir da utilização do Filtro Complementar e Filtro de Kalman. No qual, na Figura 82 e Figura 83 pode-se visualizar respectivamente os resultados para roll e pitch.

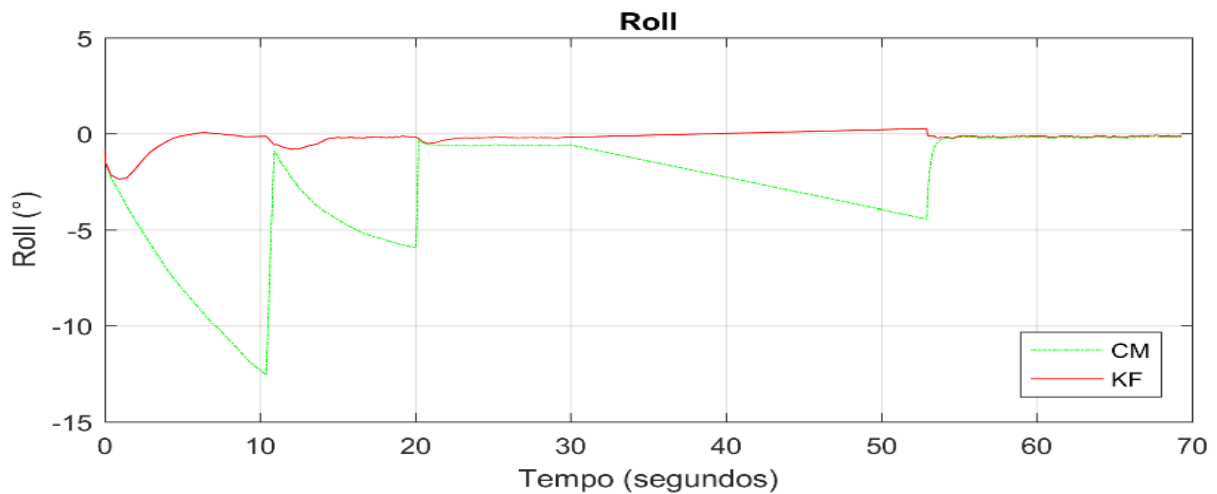


Figura 82 - Sensor Imóvel em uma Superfície Plana - Roll

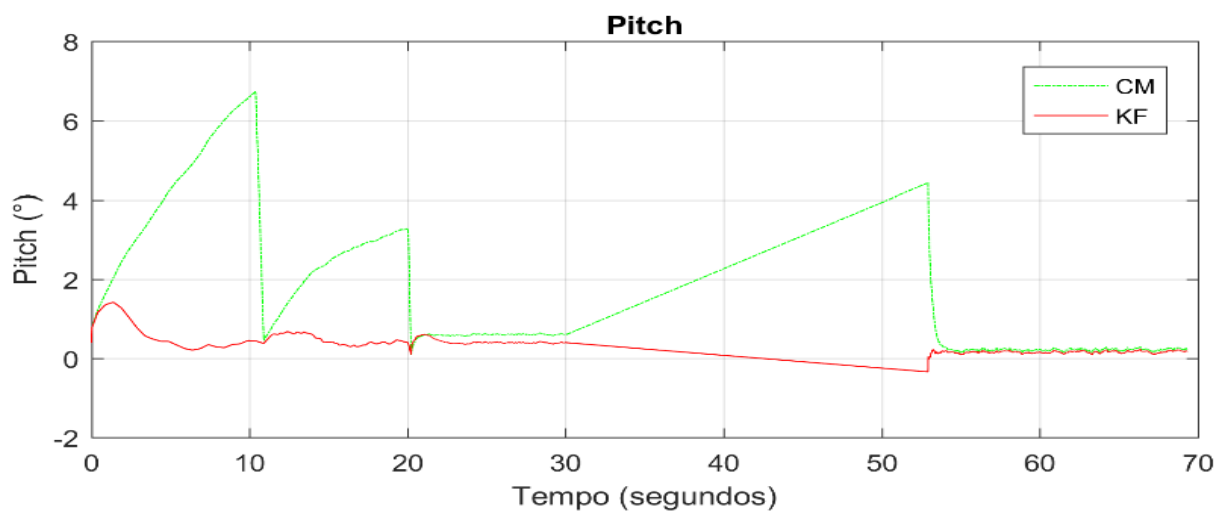


Figura 83 - Sensor Imóvel em uma Superfície Plana - Pitch

As duas primeiras etapas deste teste servem para exemplificar o comportamento da Equação 8, referente a constante de tempo do filtro complementar. Percebe-se claramente que devido à alta taxa de amostragem, a constante de tempo do filtro se eleva muito, respectivamente 12 segundos e 3.6 segundos. E devido ao efeito de deriva do giroscópio e seu método de determinação de ângulos, integração discreta, as contribuições corretivas do acelerômetro não são capazes de anular as contribuições de alta magnitude do efeito de deriva. Deste modo, o filtro complementar entra em deriva e seus valores são essencialmente os do giroscópio.

A terceira etapa do teste é utilizada como prova ao comportamento observado anteriormente. No qual ao se analisar a Figura 82, Figura 83 e sabendo-se do resultado esperado, ângulo nulo, percebe-se que apesar das altas taxas de amostragem um Filtro de Kalman devidamente construído ainda é capaz de apresentar um resultado aceitável, como visto nos Intervalos 0~10s e 10~20s. Como também, atestar que para uma configuração ideal, baixa taxa de amostragem, os valores observados no Filtro Complementar e Filtro de Kalman

são muito similares, podendo ser visualizado nos intervalos 20~30s. Contudo o segundo é muito mais robusto e do ponto de vista computacional mais complexo. Todavia, foi observado que num ambiente prático, o custo computacional de cálculo dos filtros é desprezável em comparação com o custo de transmissão de dados via Canal Serial e sincronização desta comunicação. No qual, compensa realizar tais operações no próprio microcontrolador do que apenas realizar a leitura dos dados e então realizar a sua transmissão para serem processados no Matlab.

As etapas quatro e cinco consistem na realização do procedimento de calibração, uma tentativa de eliminar algum valor de offset devido à algum desalinhamento no componente ou no suporte de fixação via software, e uma posterior coleta de dados. No procedimento de calibração são realizadas N medidas e destas N medidas calcula-se um valor médio que será denominado valor de offset, ressalta-se que a posição de calibração coincide com a posição do teste. Esse valor de offset, como dito anteriormente, ainda não apresenta um valor físico, pois ainda se encontra em complemento de 2.

Assim, uma vez obtido o valor de offset, tal número é subtraído das posteriores medidas, de modo que as medidas se tornem nulas ao referencial de calibração. Observa-se em Figura 82, Figura 83, nos intervalos 20~30s e 60~70s que o processo de calibração conseguiu reduzir o erro das medidas, principalmente ao se considerar o Filtro Complementar.

5.2 INFRAVERMELHO

A placa escolhida para este projeto foi a FC-35, que pode ser visualizada na Figura 84. Um dos motivos de sua escolha é o seu suporte para quatro sensores ópticos infravermelhos distintos. No qual, por sensor estamos nos referindo ao conjunto de diodo foto emissor e diodo foto receptor. Outra característica nesta placa é o seu suporte à configuração individual regulável para faixa de operação dos sensores, que possibilita uma faixa de operação segura de até 60 cm entre o objeto e o sensor. Todavia, a característica fundamental para sua escolha é a forma de conexão entre os sensores e placa, pois uma vez que todos os mecanismos de controle se encontram na placa, o sensor propriamente dito apenas apresenta os fotodiodos. E assim, resultando em um reduzido tamanho [25x11x10 mm] e uma comunicação e alimentação a distância via cabos.

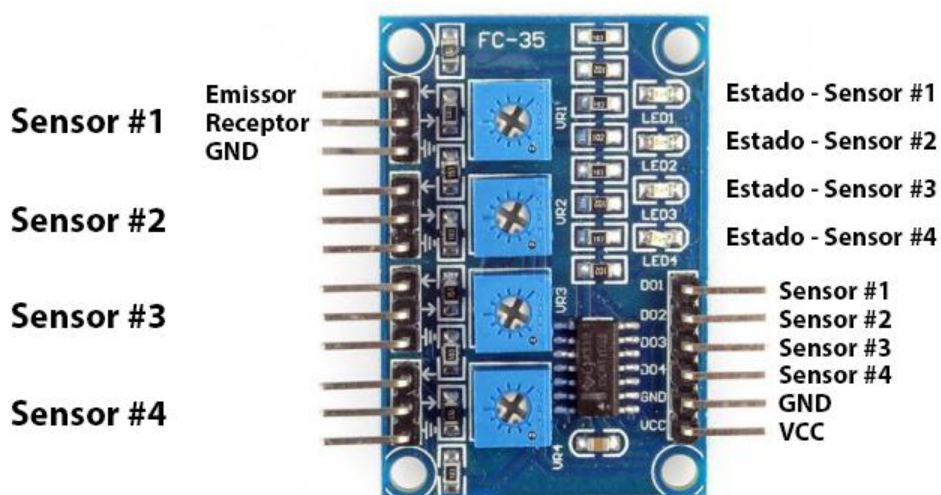


Figura 84 - Breakout Board F-35 [43x30X8 mm]

5.2.1 DESCRIÇÃO DE FUNCIONAMENTO

Os sensores ópticos utilizados neste trabalho são do tipo de reflexão difusa. Neste modelo, temos dois tipos de diodos: um foto emissor e um foto receptor. O diodo foto-emissor está sempre emitindo feixes infravermelho, atuando ativamente. O diodo foto-receptor é passivo, que também é chamado de foto transistor. Assim, este apenas atua quando algum feixe infravermelho o atinge. Uma das características deste grupo de sensores ópticos é a sua necessidade de um objeto que atue como meio reflexivo para os feixes infravermelhos do diodo foto emissor. Todavia, para que ocorra essa reflexão a superfície deste objeto não pode ser totalmente fosca, ou que seja de tal forma que redirecione tais feixes de maneira a não atingir o diodo foto receptor. Uma esquematização desta aplicação pode ser visualizada na Figura 85.

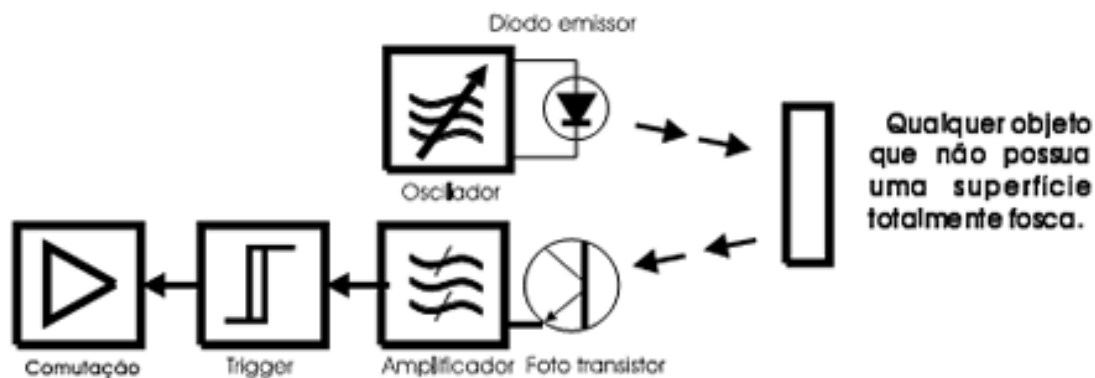


Figura 85 - Sensor Óptico - Reflexão Difusa (MECAWEB, 2010)

Todavia, como se pode esperar, por ser um sistema aberto está sujeito a presença de ruídos. Que por exemplo, durante a realização dos testes deste trabalho, a iluminação da bancada onde a planta de testes estava suportada deve que ser desligada pois estava acionando tais sensores.

5.2.2 OPERAÇÃO

A operação destes sensores infravermelho é relativamente simples. No qual, a placa FC-35 disponibiliza para cada um de seus canais de sensores, um distinto sinal de referência. O nível destes sinais são regulados por trimpots, caixas azul claro com uma chave bege na Figura 84, localizados próximos as entradas de emissão e recepção de seus referidos sensores.

Uma vez que os diodos emissores irradiam constantemente luz infravermelha. Assim, para um dado sensor, caso os seus feixes de luz sejam refletidos de volta ao seu diodo receptor, na saída deste diodo apresentará um nível de tensão apropriado. Que então, será utilizado para acionar o seu LED de estado, para então ser utilizado como uma entrada no circuito central de comparação. Deve-se notar que, a placa FC-35 apenas opera com sinais de saída em codificação TTL. Ou seja, quando nenhum feixe de luz é refletido de volta ao diodo receptor ou em intensidade insuficiente, o LED de estado deste sensor se encontrará **desligado** e o sinal TTL de saída será **ligado**. E caso contrário, com algum objeto na região de detecção, e seu feixe de luz seja refletido de volta ao receptor com intensidade suficiente, o LED de estado deste sensor se encontrará **ligado** e o sinal TTL de saída será **desligado**.

5.2.3 CONEXÃO FÍSICA

A placa FC-35 apresenta seis entradas como mostrado na Figura 84. Todavia, como ela apresenta para cada sensor opera um canal distinto de saída, para a sua operação mínima

são necessárias apenas ao menos três de suas entradas em uso. Sendo obrigatoriamente para qualquer configuração a presença das entradas VCC e GND, entradas de alimentação.

PINAGEM	ENTRADAS	ARDUINO
VCC	5V	VCC
GND	0V	GND
D01	Sensor IR #1	D04
D02	Sensor IR #2	D05
D03	Sensor IR #3	D06
D04	Sensor IR #4	D07

Tabela 19 - F-35 - Pinagem

5.3 PLACA DRIVER

Optou-se por um modelo de placa driver que consta um L298N com canal duplo e dissipador de calor embutido, que pode ser visualizada na Figura 86. No qual, a partir destes dois canais permite o controle de dois motores DC simultâneos, um motor para cada canal, ou apenas um único motor de passo utilizando ambos os canais simultaneamente. A tensão de entrada suportada por esta placa é de 4~35V, com um limite de 2A por canal, e um limite real de 3.5A para ambos canais operando simultaneamente com uma potência máxima de 25W.

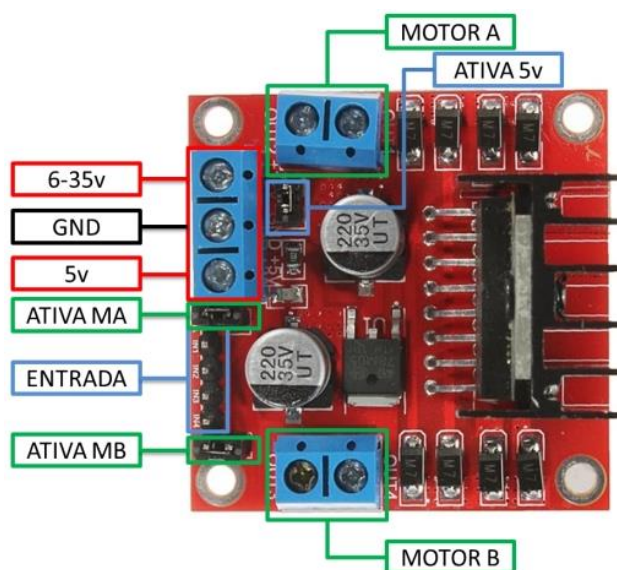


Figura 86 - Driver Ponte H Dupla - L298N [43x43x27 mm] (THOMSEN, 2013)

5.3.1 OPERAÇÃO

Esta placa apresenta dois modos de alimentação, utilizando as entradas +12V e +5V. O primeiro modo de operação, restritamente deve ser utilizado com uma fonte capaz de fornecer uma tensão na faixa de 6~35V. Uma característica deste modo de operação é a sua habilitação do uso do pino +5V da placa driver como fonte de tensão 5V para outros componentes utilizados. Todavia, a sua ativação desta funcionalidade requer a presença de um jumper conectado ao pino “Ativa 5V”, descrito na Figura 86. Neste modo, não se deve conectar a entrada +5V à entrada de alimentação do Arduino, independente da configuração do pino “Ativa 5V”, devendo-se apenas realizar a conexão dos GND do Arduino, da fonte de alimentação, e o da própria placa driver. O segundo modo de operação, é utilizado para tensões de entrada na faixa 4~5.5V, requisitando a desativação do pino “Ativa 5V” e a utilização do pino +5V como entrada para a alimentação do circuito.

A saídas Motor A e Motor B são controladas em separado, contanto com três entradas de controle para cada canal. No qual, as entradas ENA e ENB devem da forma de sinais PWM

e as entradas IN1~4 devem ser da forma de sinal TTL. Os sinais PWM são utilizados para definir o ciclo de trabalho do chaveamento da fonte, e consecutivamente o perfil da tensão média do sinal de saída. E a dupla de sinais TTL são responsáveis pela designação dos modos de operação, como descrito na Tabela 20.

MODO	IN1, IN3	IN2, IN4
<i>Horário</i>	5V	GND
<i>Anti-Horário</i>	GND	5V
<i>Ponto Morto</i>	GND	GND
<i>Freio</i>	5V	5V

Tabela 20 - Modos de Operação

5.3.2 CONEXÃO FÍSICA

Este modelo de placa driver apresenta onze entradas como mostrado na Figura 86. Todavia, por apresentar dois canais distintos de operação, ao se considerar o controle de um motor DC, para a sua operação mínima são necessárias apenas ao menos cinco de suas entradas em uso. Sendo obrigatoriamente para qualquer configuração a presença de ao menos umas de suas das entradas de alimentação e o GND, respectivamente representando as entradas da fonte de alimentação do motor.

PINAGEM	ARDUINO	FONTES	MOTOR
+5V	-	-	-
+12V	-	VCC	-
GND	GND	GND	-
ENA	D10	-	-
IN1	D09	-	-
IN2	D08	-	-
OUT1	-	-	ROSA
OUT2	-	-	AZUL
ENB	-	-	-
IN3	-	-	-
IN4	-	-	-
OUT3	-	-	-
OUT4	-	-	-

Tabela 21 - Placa Driver - Pinagem

5.4 MOTOR DC E ENCODER

O motor DC utilizado é proveniente de reaproveitamento de componentes, mas especificamente da impressora HP LaserJet 2500, pesando 220 gramas. Uma das suas marcantes características são a presença de um encoder incremental acoplado à sua saída e a sua indisponibilidade de documentação. Este conjunto é denominado RH7-1531, no qual o motor apresenta uma tensão de armadura de 0-12V, corrente nominal de 500mA, velocidade nominal de 2250°/min, uma resistência de armadura de 23Ω e seu encoder apresenta uma resolução de 200 pulsos por revolução, ou seja, uma resolução de 1.8° (MARKOVIC, 2014) .

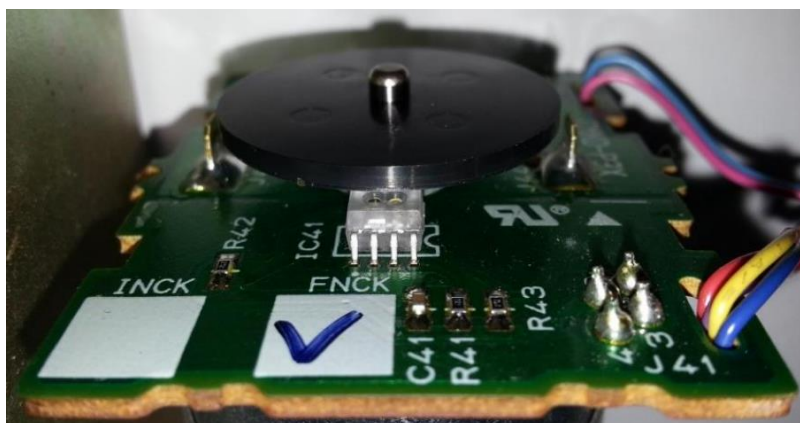


Figura 87 - Breakout Board Encoder (MARKOVIC, 2014)

5.4.1 DESCRIÇÃO DE FUNCIONAMENTO

Um encoder é um tipo de transdutor rotativo que transforma um movimento angular em uma série de impulsos digitais (ELTRA SIGE ELECTRONICA S.A., 2010). Em especial, um encoder incremental, como o utilizado, consiste de um sistema baseado na rotação de um disco graduado radialmente com marcações lineares opacas alternadas com espaços reflexivos. Este disco é disposto sobre uma dupla de foto-emissores e foto-receptores. De modo, que os emissores iluminam o disco perpendicularmente este disco com feixes de raios infravermelhos. Assim, as porções reflexivas do disco ao serem atingidas por estes feixes realizam o seu redirecionamento aos seus respectivos foto-receptores. Desta maneira, ao se analisar os níveis lógicos do sinal gerado por este receptor, pode-se computar variação angular do disco. Para a identificação da direção de giro deste disco emprega-se uma posição de instalação que propicie uma defasagem entre os dois canais dos receptores de 90° . Desta forma, a unidade utilizada para descrever a precisão de encoder é a sua quantidade de pulsos contáveis por revolução, medição diretamente relacionada com as marcações presentes no disco.

5.4.2 OPERAÇÃO

A operação do encoder no microcontrolador consiste do constante monitoramento dos canais de sinal deste dispositivo e atuação na alteração de níveis TTL. Implementou-se esta verificação por meio de interrupção de fluxo de processamento. No qual, esta interrupção está configurada para ser ativada na ocorrência de “borda de subida” do sinal do Canal A. E então é realizado a verificação do nível do canal B para a determinação da orientação de giro realizada. Para tanto, no microcontrolador os canais A e B devem ser conectados em uma porta digital com suporte a interrupção. No qual, ao se utilizar a biblioteca padrão, corresponde aos pinos digitais D02 e D03 de um Arduino UNO R3.

5.4.3 CONEXÃO FÍSICA

Para o correto funcionamento do encoder são necessários a utilização de todos os seus cabos, correspondendo aos quatro cabos de cores diferentes da placa acoplada ao motor, como mostrado na Figura 87 e descrito pela Tabela 22.

PINAGEM	ENTRADAS	ARDUINO
VCC	Vermelho	VCC
GND	Azul	GND
CANAL A	Roxo	D02
CNAL B	Amarelo	D03

Tabela 22 - Encoder - Pinagem

O cabeamento do motor apresenta cabeamento duplo, mas os cabos de mesma cor estão conectados fisicamente ao mesmo polos de entrada do motor. No qual, durante a sua utilização foram conectados da seguinte forma:

ENTRADAS	DRIVER
ROSA	OUT1
AZUL	OUT2

Tabela 23 - Motor DC - Pinagem

5.4.4 IDENTIFICAÇÃO DO MOTOR

Para a identificação do motor realizou-se um teste, no qual excitou-se o motor com um sinal de tensão e coletou-se dados de seu encoder. Esta excitação foi idealizada como um sinal de tensão com diferentes níveis de tensão e comportamentos de rampa crescente e decrescente, como pode ser visualizado na Figura 88. Todavia, em posse de uma fonte de

alimentação 12V constante, utilizou-se o microcontrolador e a placa driver para realizar o chaveamento desta tensão, e assim atingir uma tensão média similar ao perfil idealizado.

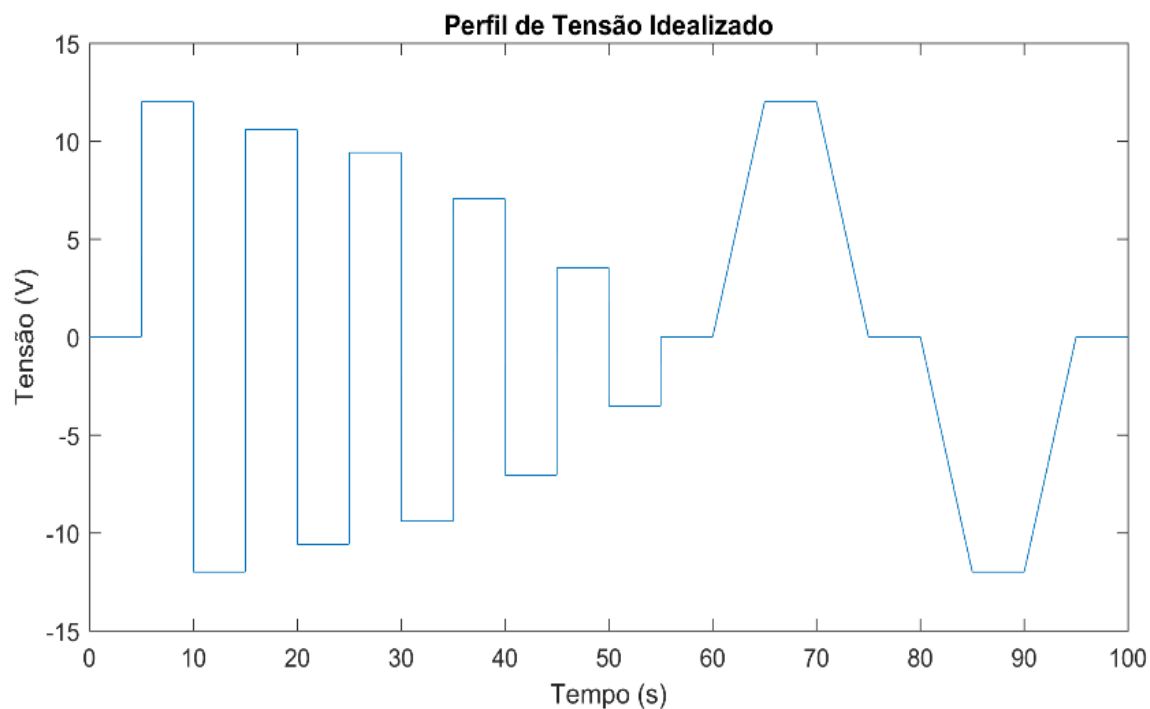


Figura 88 - Perfil de Tensão Idealizado

Com a utilização do próprio clock do Arduino e delas, tentou-se atingir uma taxa de amostragem aproximadamente fixa do sistema. Desta forma, após um posterior tratamento dos dados coletados durante o experimento no Matlab, temos que o motor utilizado na bancada apresenta a seguinte curva de aceleração angular, dados em radianos por segundo:

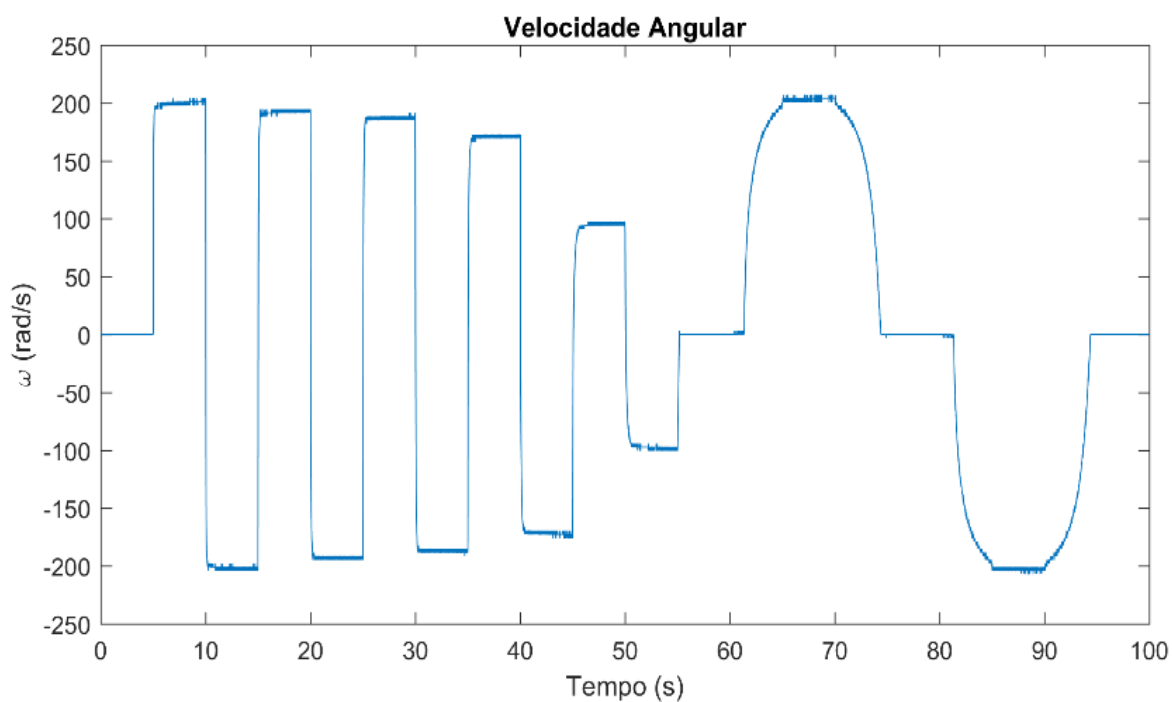


Figura 89 - Velocidade Angular

Desta forma, utilizou-se a Toolbox de Identificação de Sistemas do Matlab para estimar uma função de transferência que permitisse a simulação do comportamento deste motor. No qual, para a determinação do modelo desta função de transferência, tomou-se como base a equação 44, que descreve a posição do motor considerando-se ainda o deslocamento da carga de atuação. Todavia, considerando-se que este experimento ao ser realizado em vazio, desacoplado do sistema, a componente J_s responsável por caracterizar o sistema de estabilização nesta situação é nula. E desta forma, tal equacionamento se torna um equacionamento de um Motor DC convencional, em que a ferramenta fornece uma estimação para este sistema com 84.46% de encaixe:

$$\frac{\dot{\theta}_m}{E_a}(s) = \frac{659}{s + 35.12} \quad (149)$$

Observando-se o modelo identificado e a resposta obtida experimentalmente na Figura 90, percebe-se que o motor DC apresenta uma banda morta, de modo que apenas passa a responder a partir de determinado nível de tensão de excitação. Desconsiderando-se ainda nesta comparação as simplificações realizadas para determinação deste equacionamento, tais como a redução de ordem realizada e efeitos de não linearidades do modelo físico.

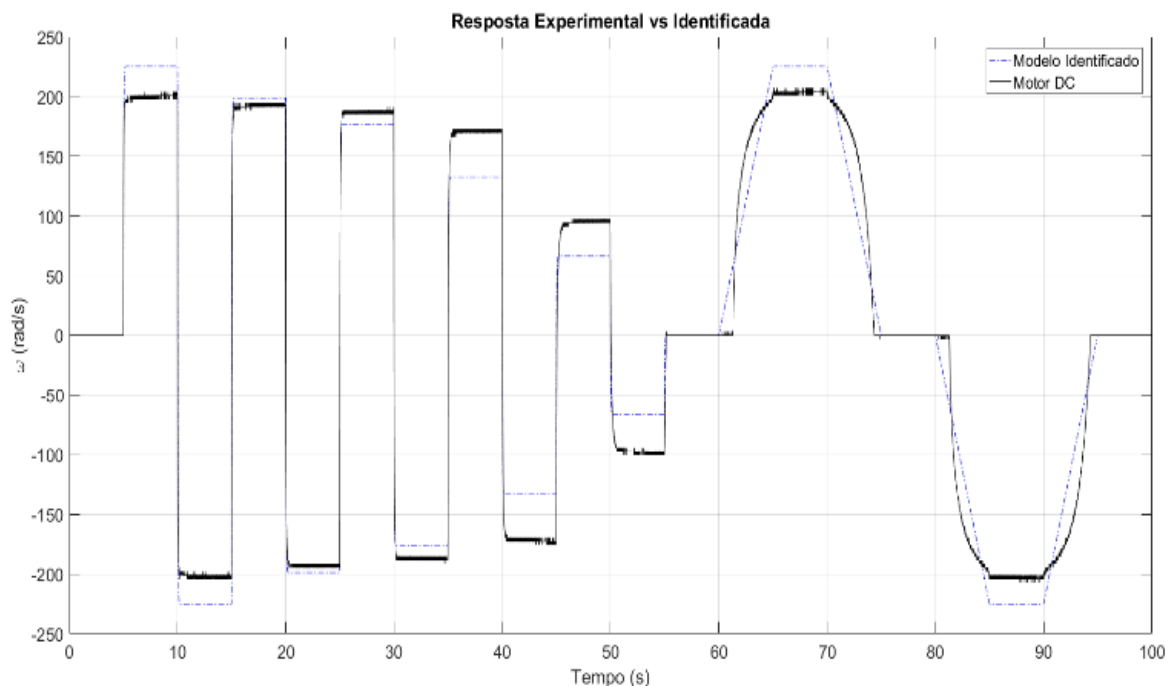


Figura 90 - Resposta Experimental vs Identificada

Todavia, como explicado anteriormente, tal procedimento apenas reflete a configuração atual do sistema, no caso, apenas caracteriza o comportamento do Motor DC. Desta forma, ao motor ser acoplado no mecanismo tal identificação apresentará diferentes parâmetros para diferentes configurações de massa de atuação do sistema de estabilização. E assim, tornando

está metodologia para a identificação do motor pouco eficiente para a sua utilização na simulação do sistema.

Desta forma, para contornar tal problema, realizou-se a identificação do modelo mecânico de modo a realizar a identificação de parâmetros físicos do Motor DC, Figura 91. Para esta identificação utilizou-se a Toolbox de Estimação de Parâmetros do Simulink, conciliado a um modelo de motor DC simulado, Figura 91. Nesta ferramenta, o modelo é utilizado como mecanismo de verificação de resultados. No qual, são realizadas diferentes variações dos parâmetros modelados de modo a aproximar a resposta simulada à experimental.

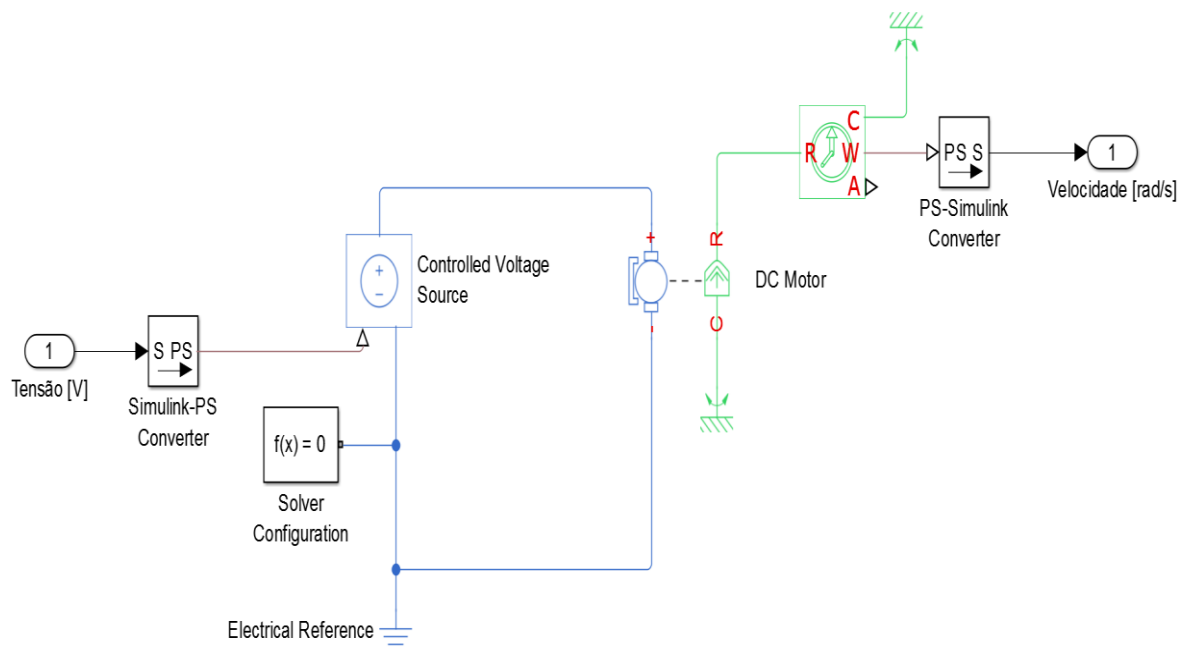


Figura 91 - Motor DC Simulado

Para estas estimações, de modo a se encontrar uma configuração de parâmetros condizente ao modelo físico, considerou-se a resistência do motor encontrada experimentalmente por (MARKOVIC, 2014) e o próprio peso do motor para a estimação inicial da resistência de armadura e seu momento de inércia. Desta forma, após algumas iterações, obteve-se a seguinte solução:

VALOR ESTIMADO	
B	2.5042e-08
J	1.0001e-05
K	0.053566
L	0.0021202
R	20

Tabela 24 - Parâmetros Estimados

Resultando na seguinte resposta simulada, Figura 92, e com o seguinte resíduo da estimação, Figura 93:

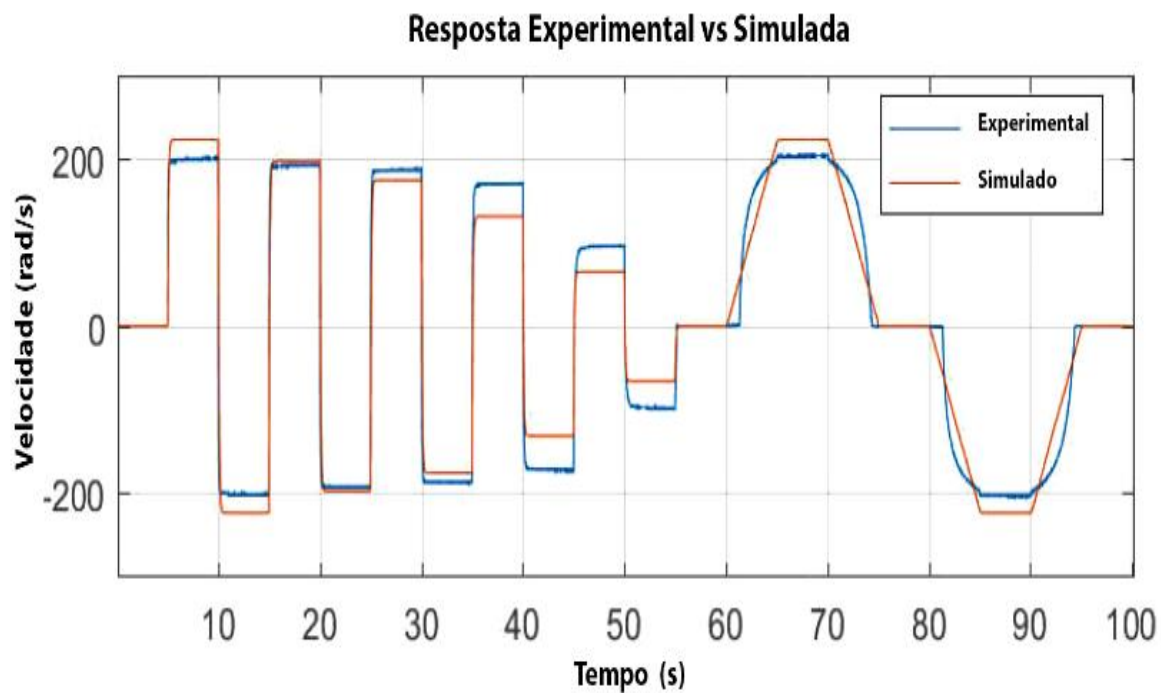


Figura 92 - Resposta Experimental vs Simulado

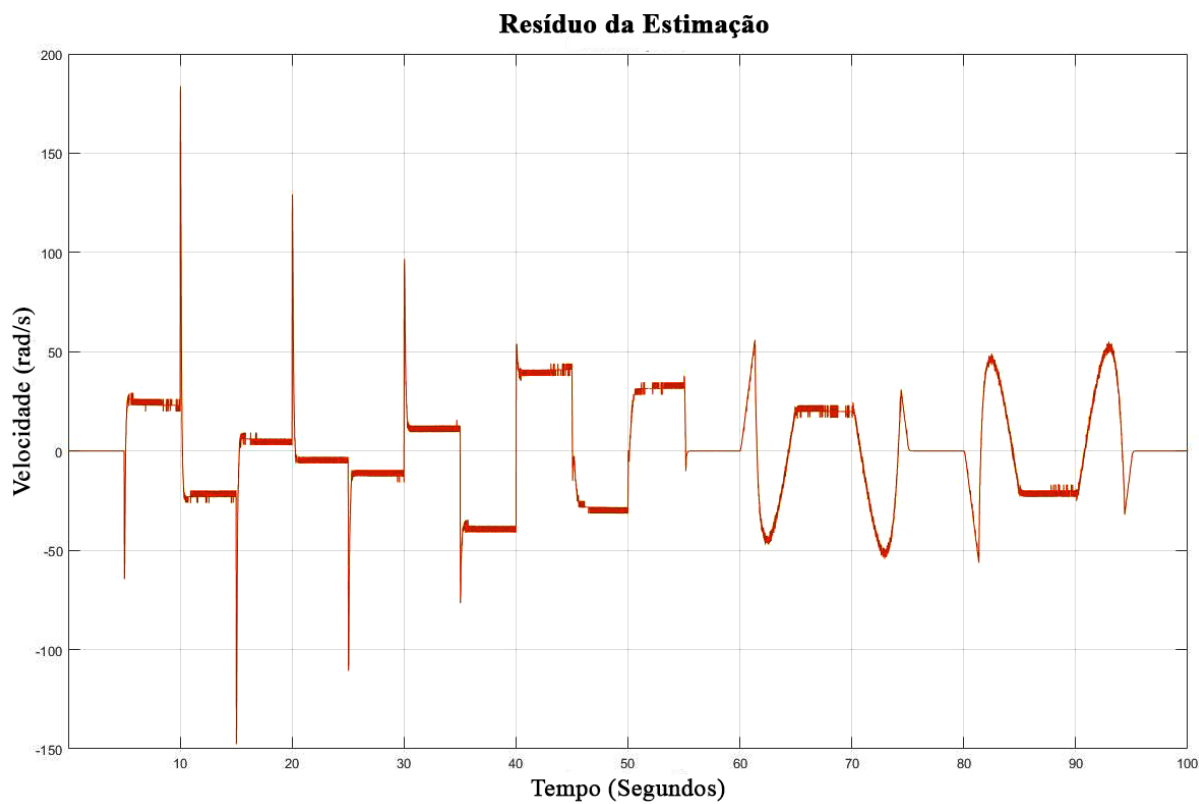


Figura 93 - Resíduo da Estimação

6 SISTEMA COMPUTACIONAL

Desde a concepção da bancada de teste objetivou-se a sua operação independência, em que se realizou todos os procedimentos para o controle e aquisição de parâmetros de controle foram implementados no microcontrolador. De modo, que para fins práticos o procedimento que realiza a comunicação com computador pode ser removido sem afetar negativamente a funcionalidade do sistema de controle, pelo contrário, resulta na redução do tempo gasto no processamento de dados, devido ao tempo gasto para realização da transmissão de dados através do canal Serial.

6.1 COMUNICAÇÃO

A comunicação com a bancada de testes, ou melhor dizendo, a comunicação realizada entre o microcontrolador e o computador foi realizada através de canal Serial, especificamente entre o Arduino e o Matlab. No qual, ao se iniciar a conexão é realizado um procedimento de trocas de chaves para a verificação da integridade do canal e reconhecimento de ambas as partes. Todavia, as posteriores trocas de dados são implementadas com confirmação implícita, ou seja, sem verificação.

Este procedimento verificação do canal é realizado em duas etapas. A primeira etapa consiste de o Arduino enviar um token no canal Serial e o Matlab conferir se tal token é compatível com a resposta esperada. Caso o token não seja compatível, o Matlab aguardará até que seus critérios sejam atendidos. A segunda etapa deste procedimento é análoga à primeira, exceto que os papéis de receptor e emissor são trocados. Devido ao estado primitivo da aplicação, não se realizou a implementação de nenhum mecanismo de identificação de problemas de transmissão em ambas as partes. De modo que, na sua ocorrência o sistema fica travado esperando um resultado que nunca receberá. Nos códigos, esses procedimentos são realizados pelas funções **arduino_matlab()** e **setup()**, respectivamente executadas no Arduino e Matlab.

No microcontrolador o procedimento de envio de dados para o canal Serial é relativamente simples, sendo executado pelas funções padrão de escrita da biblioteca de comunicação Serial: **Serial.print()** e **Serial.println()**. Desta forma, uma vez que se adota no Matlab, que as informações enviadas pelo Arduino apenas serem por linhas. Para uma correta transmissão de um grupo de N informações do microcontrolador ao Matlab é necessário o que as N-1 variáveis sejam enviadas pela primeira função e a última pela segunda função. Deve-se notar que entre o envio destas variáveis, também se faz necessário o envio do

delimitador “[”, que é realizado pela primeira função. Este delimitador é utilizado no procedimento de leitura e identificação de informações do canal Serial pelo Matlab.

Quanto ao procedimento de recepção de dados no microcontrolador, que correspondem a comandos a serem executados ou alterações em seu comportamento, foram implementados procedimentos de entrada de números inteiros e palavras (string). Executados respectivamente pelas funções: **comando_serial_int()** e **comando_serial_string()**. O comportamento de ambas as funções é muito semelhante. No qual, com a sua execução, realiza-se a verificação do buffer de dados do canal Serial. Na detecção de sua existência, os algoritmos executam um loop iterativo no qual realiza-se a leitura de um caractere deste canal e posteriormente armazena-o ao final de uma variável de controle. Esse processo de leitura será realizado até que todos os dados no canal sejam processados ou até a que um delimitador “[” ou indicador de final de linha “\n” sejam encontrados. Desta forma, esta variável de controle é o comando compreendido pelo microcontrolador. Nota-se, que a execução de um comando é apenas realizada com a presença de um delimitador ou indicador de final de linha, e apenas um por iteração do loop.

Tais procedimentos de envio e recepção de dados no Matlab são realizados com muito mais facilidade, muito devido por ser uma plataforma de mais alto nível e poder computacional. No qual, ao procedimento de leitura apenas deve-se definir o formato característico de sua entrada e como deve ser armazenada. Essa delimitação faz uso dos delimitadores e tipos de dados para reconhecer os padrões dos dados no canal Serial. No qual são posteriormente extraídos e armazenados na forma de matriz. Quanto ao procedimento de escrita é realizado de forma similar, no qual define-se o tipo de dados à ser enviado e uma variável que armazena tal informações. Caso o tipo da variável condiz com o tipo definido a informações será enviada pelo canal Serial, do contrário ocorrerá um erro e nenhum dado será enviado.

6.2 LINHA DE COMANDO

A aplicação desenvolvida no microcontrolador suportam o seu controle e monitoramento via canal Serial. Em especial a parte de controle da aplicação do sensor, no qual apresentam grande capacidade de configuração. Este controle é realizado ao se enviar um conjunto pré-estabelecido de entradas, no qual uma cadeia de instruções pode ser enviada ao se adicionar o delimitador “[” entre elas. Deve-se lembrar que apesar de seu envio conjunto, no microcontrolador apenas uma instrução é avaliada por iteração. Assim, um conjunto de M instruções será apenas efetivamente executada após M iterações.

Lista de comandos geral:

COMANDO	N	DESCRIÇÃO
T N	$0 \leq N \leq 10000$ ms	Alterar taxa de amostragem
RST N	0: Todos 1: MPU 2: Encoder 3: PID	Restaurar configurações padrão
CT N	$0 \leq N \leq 255$	Alterar ciclo de trabalho máximo
MCT N	$0 \leq N \leq 255$	Alterar ciclo de trabalho mínimo

Tabela 25 - Conjunto de Instruções para do Sistema Geral

Lista de comandos referentes ao MPU6050:

COMANDO	N	DESCRIÇÃO
CONFIG	MPU	Adquirir configuração atual
CALIBR	MPU	Realizar processo de calibração
ACC N	0: ± 2 g 1: ± 4 g 2: ± 8 g 3: ± 16 g	Alterar sensibilidade do acelerômetro
DLPF N	0: 260 256 Hz 1: 184 184 Hz 2: 94 98 Hz 3: 44 42 Hz 4: 21 20 Hz 5: 10 10 Hz 6: 5 5 Hz	Alterar frequência do filtro passa baixa digital
GYRO N	0: $\pm 250^\circ/\text{s}$ 1: $\pm 500^\circ/\text{s}$ 2: $\pm 1000^\circ/\text{s}$ 3: $\pm 2000^\circ/\text{s}$	Alterar sensibilidade do giroscópio

Tabela 26 - Conjunto de Instruções para o Sensor MPU6050

Lista de comandos referentes a implementação de filtro de Kalman:

COMANDO	N	DESCRIÇÃO
KRACC N	$R_{\text{ACC}} * 1000, 0 \leq R_{\text{ACC}} \leq 1$	Alterar ruído de roll do acelerômetro
KRGYR N	$R_{\text{GYR}} * 1000, 0 \leq R_{\text{GYR}} \leq 1$	Alterar ruído de roll do giroscópio
KRVAR N	$V_R * 1000, 0 \leq V_R \leq 1$	Alterar variância do ruído médio de roll

Tabela 27 - Conjunto de Instruções para o Filtro de Kalman

Devido a implementação de quatro diferentes controle PID, deve-se relacionar a Tabela 28, que consta os identificadores destes controles, com a Tabela 29, que lista os diferentes comandos implementados.

C	DESCRIÇÃO
A	PID – Aceleração
V	PID – Velocidade
P	PID – Posição
X	PID - Deslocamento

Tabela 28 - Identificadores dos Controles

COMANDO	N	DESCRIÇÃO
KP N C	$K_P * 1000$	Alterar ganho do proporcional
KI N C	$K_I * 1000$	Alterar ganho do integrador
KD N C	$K_D * 1000$	Alterar ganho do derivador
TI N C	$T_I, 0 \leq T_I \leq 1000 \text{ ms}$	Alterar temporizador do integrador
TD N C	$T_D, 0 \leq T_D \leq 1000 \text{ ms}$	Alterar temporizador do derivador

Tabela 29 - Conjunto de Instruções para o Controle PID

6.3 IMPLEMENTAÇÃO

A implementação no Arduino do controle e operação desta bancada de testes consiste da realização de uma série de tarefas: aquisição, escalonamento e processamento de dados, comunicação serial, verificação de sensores e ativação de motores. Todavia, para o correto funcionamento do sistema, tais tarefas devem ser executadas em uma ordem específica. Desta forma, implementou-se um diagrama de fluxo de trabalho composto por uma série de dez tarefas de modo à estas especificações e restrições de processamento e operação dos mecanismos utilizados. Tal diagrama pode ser visto a seguir:

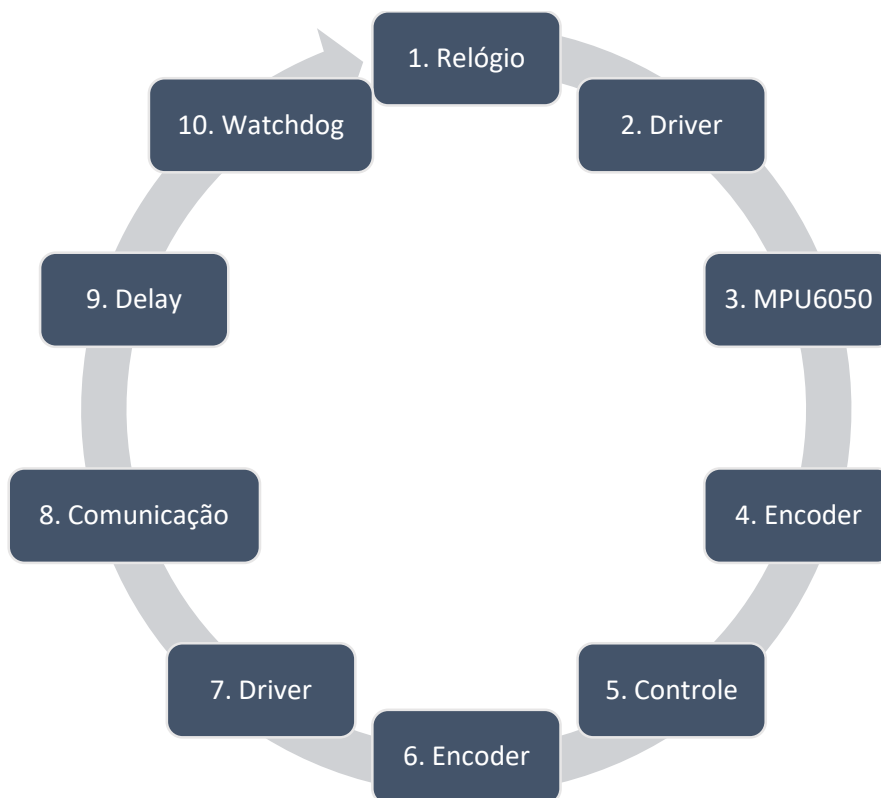


Figura 94 - Diagrama de Fluxo de Trabalho

A primeira tarefa deste diagrama consiste dos procedimentos realizados para a identificação do tempo de inicialização da tarefa, como também do intervalo de tempo da última iteração. Pois tais informações são utilizadas nos processos de filtragem dos dados e procedimentos de derivação discreta para a determinação da aceleração e velocidade de oscilação do sistema.

A segunda e a sétima etapa, consistem de procedimentos que envolvem a interação com a placa driver que realiza o controle do motor DC. Na primeira, realiza-se a suspensão do motor, desacoplando-o da alimentação. E na segunda, realiza-se o procedimento de autenticação do controle e a sua posterior implementação caso necessário. Este procedimento consiste da verificação dos sensores fim de curso e se posição da carga de

atuação nas guias ainda se encontra na região de operação. De forma que, o controle é apenas implementado caso passe em ambos os critérios.

A terceira tarefa representa os procedimentos realizados para obtenção da inclinação da planta. No qual, nesta tarefa compreende-se os procedimentos de aquisição, processamento e filtragem de dados do acelerômetro e giroscópio, como também a realização das derivações discretas para a identificação da aceleração e velocidade destas oscilações.

A quarta e sexta tarefa consistem dos procedimentos de atualização da posição do carrinho nas guias. Na quinta tarefa, os algoritmos de controle implementados são executados, responsável pela determinação do ciclo de atuação do motor DC.

A oitava tarefa do diagrama de fluxo de trabalho consiste do procedimento de comunicação dos dados coletados e gerados ao computador via canal Serial. Esta tarefa é completamente opcional, uma vez que o controle do processo é plenamente realizado no microcontrolador. Esta transmissão de dados é puramente realizada para a criação de dados experimentais. E característica positiva de sua desativação tem-se a possibilidade de redução do intervalo entre as iterações, uma vez que o tempo de transmissão é expressivo em comparação com as outras tarefas, com exceção da terceira tarefa que é relativamente custosa computacionalmente.

A nova tarefa consiste basicamente do acréscimo de um tempo ocioso à iteração. De modo a se tentar obter um intervalo entre as iterações fixo. Deste atraso nunca é fixo, pois podem ocorrer flutuações no desempenho do microcontrolador e principalmente problemas quanto a comunicação com o sensor MPU6050. Desta forma, recomenda-se a realizações de testes para a determinação do tempo médio de uma iteração sem controle de intervalos para depois definir-se um tempo para sua iteração controlada, considerando-se uma folga.

E por fim, a última tarefa consiste do procedimento de comunicação com o Watchdog. A função do Watchdog é realizar a constante verificação da correta execução do diagrama de fluxo de trabalho. Este estabelece um tempo máximo no qual o sistema deve se reportar. Caso por qualquer razão isto não ocorra, o Watchdog supõe que este comportamento indesejado do sistema se deve à um problema. E nestes casos executa-se um programa que desativa completamente o sistema.

6.4 REPRESENTAÇÃO GRÁFICA

Para o aprimoramento da percepção do comportamento e desempenho da solução, criou-se um modelo 3D de uma embarcação genérico na plataforma Matlab, Figura 95. Este modelamento permite criação de uma representação gráfica a partir do conhecimento dos ângulos de posicionamento de sua situação atual, ou seja, os ângulos: roll, pitch e yaw. No qual, utilizou-se como referência o modelo criado Lockheed C-130 Hercules (Aeronave de Carga) da biblioteca de exemplos do Matlab (GREENE, 2014). No qual, neste modelo os vetores da cor vermelha indicam os vetores de orientação do plano, e os vetores da cor verde os vetores de orientação locais da embarcação.

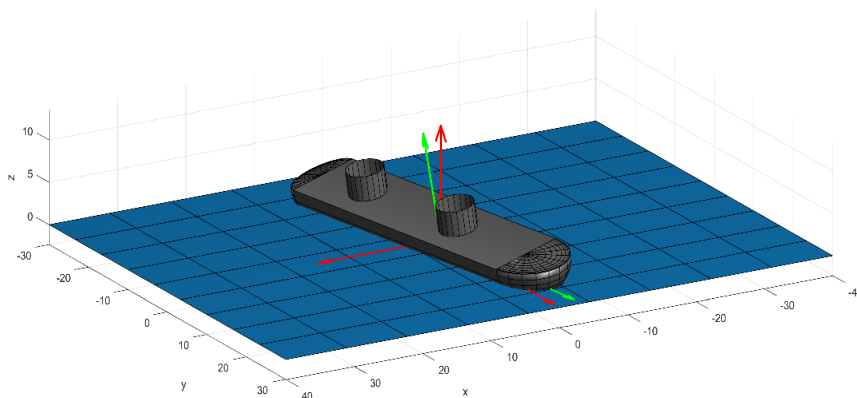


Figura 95 - Representação Gráfica [Roll: 10°, Pitch: 0°, Yaw: 10°]

Desta forma, a partir de uma utilização iterativa desta ferramenta e em posse dos dados obtidos de forma simulada e experimentalmente referente ao posicionamento espacial da embarcação, permite-se a criação de vídeos comparativos “SIDE-BY-SIDE”. No qual, compara-se as oscilações entre as embarcações com o sistema de estabilização desativado e ativado para a simulação, Figura 96. E para os dados experimentais, a comparação com sua curva de oscilação.

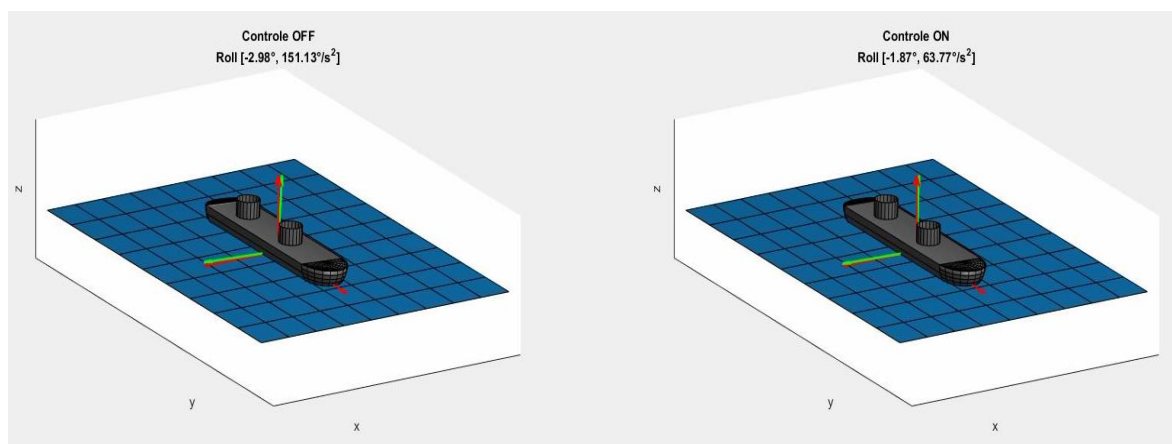


Figura 96 - Vídeo Comparativo - Simulação

7 RESULTADOS

O diagrama de fluxo de trabalho da bancada de testes foi construído com o intuito de reduzir a interferência entre os dispositivos e respeitar as restrições físicas da bancada, como também as características inerentes de operação. Os problemas referentes a interferência estão relacionados à interação do Motor DC, do Encoder e o Sensor MPU6050, que também apresenta problema quanto aos resultados de seu acelerômetro, mesmo com a utilização de filtros, devido à vibração proporcionada pela ativação do motor e o próprio deslocamento da carga de atuação.

Outro problema, percebido com a utilização deste sensor são travamentos do microcontrolador devido a interrupção da comunicação I²C realizada entre o sensor e o microcontrolador. Estes travamentos são irrecuperáveis, e nativos da própria construção da biblioteca do microcontrolador, todavia, mesmo em sua ocorrência, o último controle realizado na placa driver permanece ativo. Deste modo, resultando numa eventual colisão do carrinho com o fim das guias, uma vez que o sistema fica preso em um *livelock* aguardando uma resposta que nunca receberá do sensor. O que ainda não significa que a suspensão do sistema, a partir deste ponto a engrenagem metálica do motor começa a desgastar a engrenagem plástica do sistema de transmissão. À ocorrência destas interferências estão relacionadas com o chaveamento da tensão, e inversões de fluxo de corrente realizadas pela placa driver para a excitação do motor, devendo-se ainda considerar o efeito da escala da magnitude desta corrente de excitação em relação as correntes de operação dos demais componentes do sistema. Uma solução seria a construção de uma nova implementação das bibliotecas utilizadas, o que até o presente momento não foi realizado mesmo com a sua larga utilização. De forma similar, com o encoder, os canais do sinal deste dispositivo também são passivos a interferência, em que com a aproximação do cabeamento do driver aos seus cabos resultando no disparo descontrolado do contador de pulsos, mesmo com o sistema imóvel.

Para mitigação destes problemas foram realizados ajustes comportamentais no algoritmo de execução, como na própria estrutura do mecanismo. Ao código do sistema realizou-se a adição da função Watchdog, que é uma tarefa que deve ser executada até um dado intervalo de tempo, e caso a sua execução não seja verificada, resulta na execução de uma tarefa de controle, que realiza a suspensão do motor. Desta forma, utilizou-se tal função para interromper o desgaste das engrenagens na ocorrência de um travamento do sensor ou qual outro problema que resultem em atrasos no processamento.

Outra medida realizada para atenuação do problema de travamento do sensor foi a realização da suspensão do motor ao início da iteração, descrito pela segunda tarefa do

diagrama da Figura 94, de modo a eliminar a interferência causada pela excitação do motor DC aos sensores. Um efeito positivo desta ação é a interrupção do deslocamento da carga de atuação, realizado passivamente no intervalo de tempo durante a execução das tarefas do sensor, garantindo uma posição mais precisa para a utilização do controle.

Para o problema de colisão com o fim das guias, com o sistema ainda operacional, realizou-se o deslocamento dos sensores fim de curso para uma posição mais interna. E desta forma, resultando em uma redução da região de operação, e consecutivamente na efetividade do sistema, todavia, tal alteração resultou no acréscimo de uma região de segurança e possibilitou a adição de duas restrições à ativação da placa driver. A primeira restrição consiste da proibição de sua ativação caso o sensor fim de curso da direção que um dado sinal esteja apontando encontre-se ativado. A segunda restrição consiste da restrição do valor máximo equivalente de deslocamento na guia, que particularmente não é muito confiável, pois não se pode garantir que o microcontrolador não tenha falhado em identificar um pulso, ou ter ocorrido o fenômeno de “disparo” do contador de pulsos do encoder durante a execução do experimento. E como medida a este problema de contagem de pulsos, implementou-se um procedimento de autocalibração contínua, em que a partir da verificação da dupla ativação dos sensores infravermelhos centrais, identifica-se o zero físico das guias do sistema, realizando-se a reinicialização do contador de pulsos do encoder.

Os problemas da bancada não apenas se restringem a sua parte elétrico-eletrônica, a própria implementação da parte mecânica acarreta em sua desregularem. Em que, por exemplo, a barra de molas não está uniformemente alinhada, descrito na Tabela 3, o que resulta em uma leve inclinação do eixo de giro do mecanismo com a adição das molas. Considerações também podem ser realizadas sobre o cabeamento desta bancada, em que o cabo central, cabo manga de 16 fios, inicialmente foi idealizado para ser o único elo entre as partes móveis da bancada e o sistema de controle, todavia, por razões previamente explicadas, necessitou-se realizar a desvinculação do motor DC e do sensor deste cabo. Resultando na não utilização de metades dos fios deste cabo manga, e no acréscimo de seis novos fios conectados ao disco de inércia. Também deve-se relatar que devido a espessura e flexibilidade deste cabo manga, a sua presença resulta em um acréscimo de uma torção em seu ponto de fixação.

Devido ao atual modelo de construção da bancada, apenas é possível a realização de testes quanto a sua resposta para impulso e degrau, uma vez que a mesma não dispõe de nenhum recurso que permita a sua excitação externada. Em que, na prática um teste ao impulso é realizado ao se forçar uma súbita inclinação no disco de inércia da bancada, que pode ser realizado ao se bater no mecanismo. E a um teste ao degrau é realizado ao se forçar uma inclinação no mecanismo. Assim, segue a resposta da bancada quanto ao impulso com e sem a adição de suas molas:

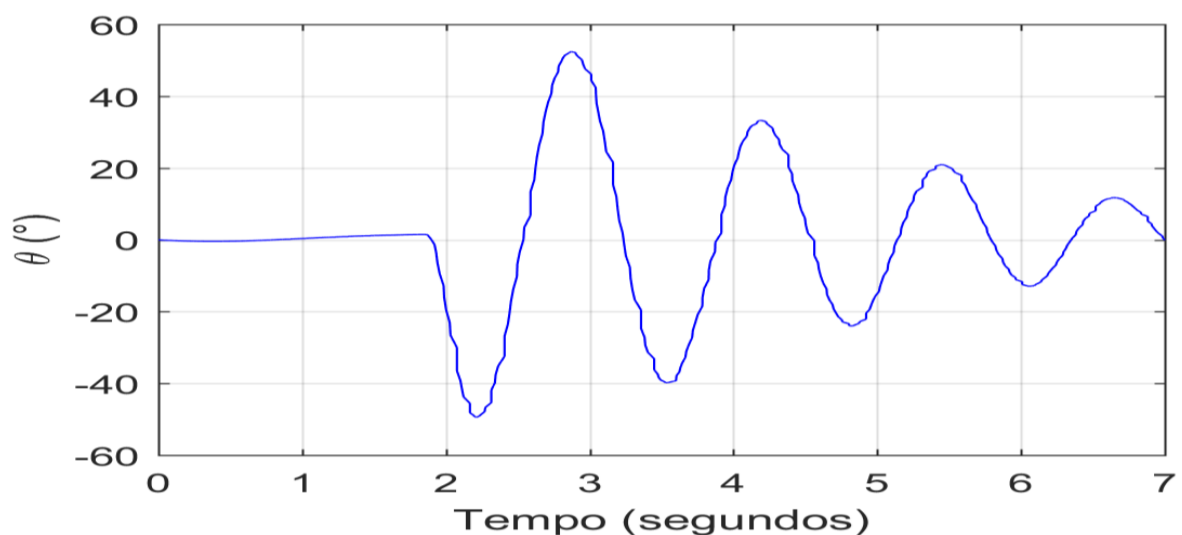


Figura 97 - Bancada de Testes - Sem Molas - Controle Off

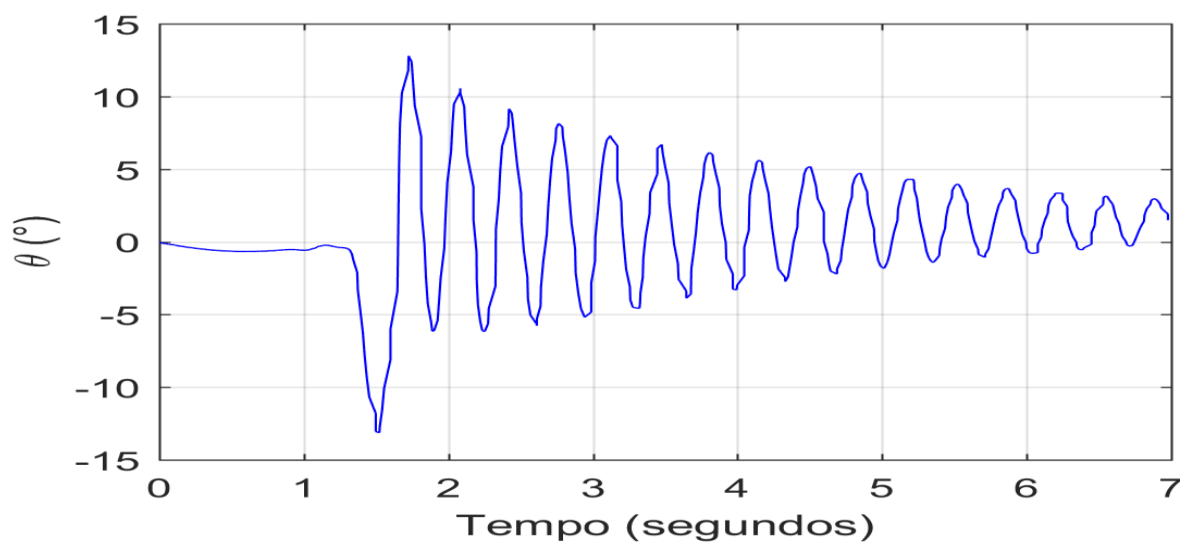


Figura 98 - Bancada de Testes - Com Molas - Controle Off

Observa-se que ao se comparar as Figura 97 e Figura 98, que realização de tal experimento com a adição das molas resulta em um sistema oscilatório de uma frequência muito alta, o que torna a sua operação inviável, ao menos com o modelo de controle atualmente implementado, uma vez que a velocidade de deslocamento do sistema de estabilizador teria que ser muito mais rápida que a atual, devendo-se ainda considerar a presença de banda morta de atuação no motor DC e o que deslocamento da carga de atuação não é instantâneo. Tal comportamento pode ser explicado a partir da análise dos coeficientes da equação 1 e razão destes com os da bancada de testes, descritos na Tabela 16, que indica que os parâmetros do modelo oscilatório do sistema mecânico estão desbalanceados, em comparação com o equacionamento da embarcação em estudo. Desta maneira, a partir da manipulação destes parâmetros e o sistema simulado, pode-se encontrar uma configuração que apresenta uma resposta similar aos dados coletados experimentalmente, Figura 99.

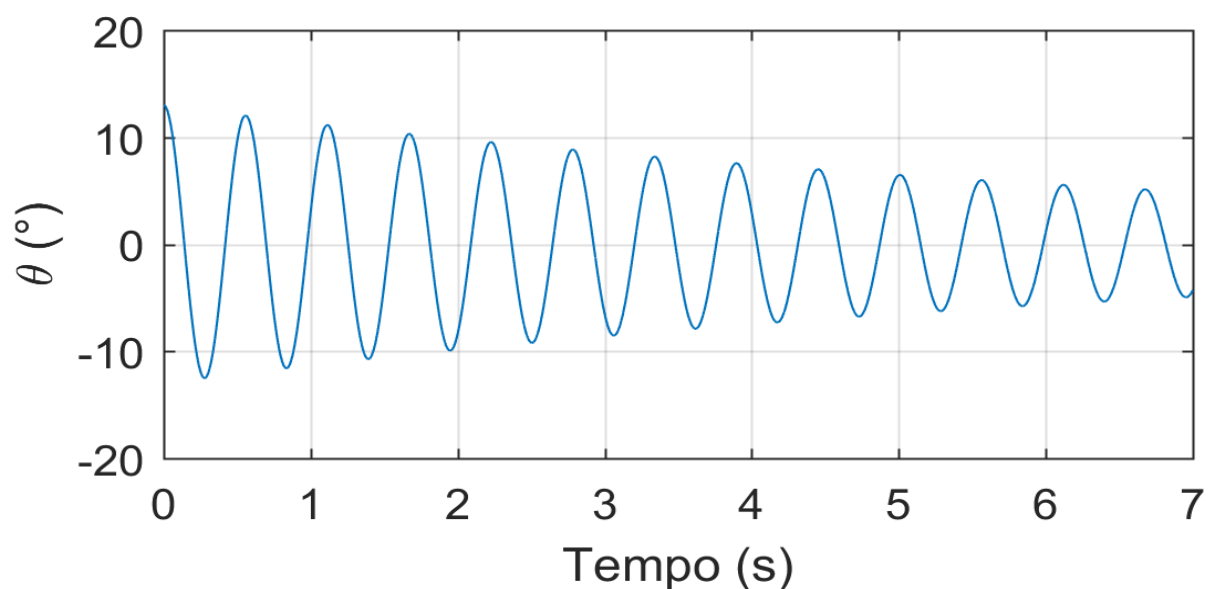


Figura 99 - Simulação Desregulada

Todavia, considerando-se um experimento em que se observa a resposta a impulsos no disco de inércia da bancada de testes, sem a adição das molas, e com o sistema de estabilização ativado, como observado na Figura 100 em que se realizou quatro destes estímulos. Pode-se observar claramente a atuação do sistema de estabilização na mitigação da oscilação da bancada de testes, mesmo para amplitudes muito além das especificadas.

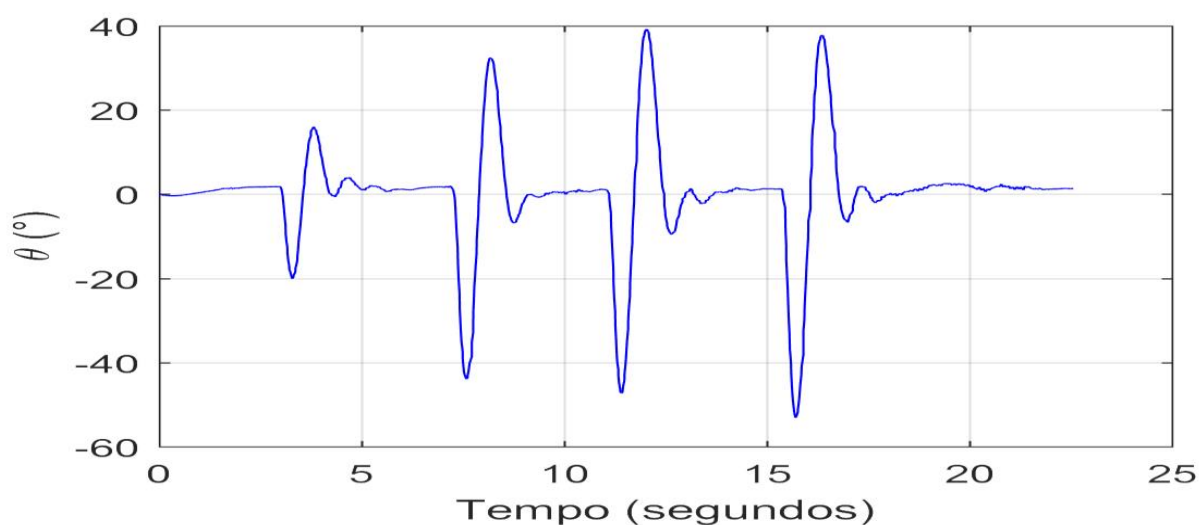


Figura 100 - Bancada de Testes - Sem Molas - Controle On

8 CONCLUSÃO

A solução proposta conseguiu mostrar a sua efetividade ao problema de oscilações em embarcações, expandindo esta frente de estudo que ainda carece de publicações de suas aplicações náuticas, mostrando que o grande desafio para a sua utilização é a determinação do percentual de carga de atuação à ser adotado, conciliando esta escolha à uma resposta hábil deste sistema. Todavia, ao final deste trabalho deve-se ressaltar que a metodologia de controle adotada não favoreceu a sua implementação na bancada de testes, pois realizou-se o controle em função da aceleração desta inclinação, mas o que estava se realmente medindo na planta física era a sua inclinação, determinado através de dupla derivação discreta.

Tratando-se da continuação de estudos na bancada de testes, recomenda-se a criação de um modelo em maior escala, uma vez que o tamanho dos disco está diretamente relacionado com a região de deslocamento da carga de atuação, e posições para a afixação de massas para o ajuste do momento de inércia. E a utilização de engrenagens metálicas no sistema de transmissão, devido que durante a realização de testes malsucedidos no modelo atual, danificou-se as suas engrenagens plásticas. Aconselha-se também a substituição da polia plástica utilizada na bancada atual, danificada durante a construção da bancada por um dos técnicos, que durante a realização de experimentos sempre acaba saindo de ponto de fixação, e assim interrompendo o ensaio. Por fim, considerando-se a importância da quantização do tempo entre as amostragens do sensor MPU6050 no processo de determinação da inclinação do sistema e que atualmente tem-se utilizado os mecanismos fornecido microcontrolador para a sua determinação, recomenda-se a aquisição de módulo de relógio em tempo real (RTC).

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

101 TAIPEI FINANCIAL CENTER CORP. Observatory. **101 Taipei Financial Center Corp.**, 2004. Disponível em: <<http://www.taipei-101.com.tw/en/observatory-damper.aspx>>. Acesso em: 01 Dezembro 2016.

ABREU, G. L. C. M.; LOPES JR., V.; BRENNAN, M. J. **Robust Control of a Two-Floors Building Model using Active Mass Driver**. International Conference on Noise and Vibration engineering (ISMA2010). Leuven: [s.n.]. 2010. p. 215-225.

AMINI, B. V.; ABDOLVAND, R.; AYAZI, F. A 4.5-mW Closed-Loop Micro-Gravity CMOS SOI Accelerometer. **IEEE Journal Of Solid-State Circuits**, Dezembro 2006. 2983-2991.

BALUTA, S. A Guide To using IMU (Accelerometer and Gyroscope Devices) in Embedded Applications. **Starlino Eletronics**, 2009. Disponível em: <http://www.starlino.com/imu_guide.html>. Acesso em: 21 Junho 2016.

BASS, D. W. Roll Stabilization for Small Fishing Vessels Using Paravanes and Anti-Roll Tanks. **Marine Technology**, v. 35, n. 02, p. 74-84, 1998.

BATURE, A.; MUHAMMAD, M.; ABDULLAHI, A. M. Identification and Real Time Control of a DC Motor. **IOSR Journal of Electrical and Electronics Engineering**, 7, n. 4, 07 Setembro 2013. 54-58.

BERTRAM, V. et al. **The Marine Engineering Reference Book - A Guide to Ship Design, Construction and Operation**. Jordan Hill: Butterworth-Heinemann, 2008.

BLOHM + VOSS INDUSTRIES. **Sales: Retractable Fin Stabilizers, Type S, UHL and Z**. Blohm + Voss Industries. Hamburg, p. 21. 2012.

BLOHM + VOSS INDUSTRIES. **SIMPLEX-COMPACT - Retractable Fin Stabilizer Type Z**. Blohm + Voss Industries. Hamburg, p. 2. 2012. (12).

BRAY, P. J. **Stability - What is it and how does it work?** Bray Yacht Design And Research. Chilliwack, p. 6. 2000.

BRENDLINGER, M. et al. **Sailboat Stabilization System**. [S.l.]: [s.n.], 2004. 138 p.

BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos**. 2ª Revisada. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

CASCIATI, S.; CHEN, Z. An active mass damper system for structural control using real-time wireless sensors. **Strucrual Control and Health Monitoring**, Janeiro 2012. 11.

CAVALLARO, C. et al. **Active boat roll stabilization via efficient PMSM actuators**. International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion. C.

Cavallaro, M. Cacciato. G. Scarcella. G. Scelba, A. Testa, S. De Caro, D. Bazzano: [s.n.]. 2014. p. 8.

COMSUBLANT, S. A. C. D. T. B. O. N. P. **The Fleet Type Submarine**. [S.l.]: NavPers 16160, 1946.

CONNOR, J.; LAFLAMME, S. **Structural Motion Engineering**. Switzerland: Springer International Publishing, 2014. 619 p. ISBN 978-3-319-06281-5.

ELTRA SIGE ELECTRONICA S.A. **Encoder Incremental - Descripción General**. Eltra Sige Electronica S.A. Florida - BA, p. 3. 2010. (SI010ES2).

ESCALONA, J. R. **The Anti-Roll Stabilization Of Ships**. [S.l.]: United States Naval Postgraduate School, 1971. 244 p.

ESFANDYARI, J.; NUCCIO, R. D.; XU, G. Solutions for MEMS sensor fusion. **Solid State Technology**, 54, n. 7, Julho 2011.

GALAXY TRAWLER. Morando no Barco (Liveaboard). **Galaxy Trawler**, 2015. Disponível em: <<https://galaxytrawler.com/2015/04/30/morando-no-barco-liveaboard/>>. Acesso em: 15 fev. 2016.

GREENE, C. Draw a 3D airplane. **Math Works - File Exchange**, 2014. Disponível em: <<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/47967-draw-a-3d-airplane>>. Acesso em: 12 mar. 2016.

HALSE, K. H.; ÆSØY, V.; SPORSHEIM, O. **An Active Roll Reduction System Using Free Flooding Tanks Controlled by Vacuum Pumps**. World Maritime Technology Conference. Saint-Petersburg: [s.n.]. 2012. p. 13.

HENSON, M. Stabilisers: How to prevent boat rock and roll. **Yachting Pages**, 2013. Disponível em: <<http://www.yachting-pages.com/content/stabilisers-tips.html>>. Acesso em: 22 abr. 2016.

HOPPE MARINE. Motion Control Systems. **Hoppe Marine**, 2004. Disponível em: <<http://www.hoppe-marine.com?q=en/node/8>>. Acesso em: 3 fev. 2016.

HUSICK, C. Roll stabilization inside the hull. **Ocean Navigator**, n. Maio/Junho, 12 Junho 2008. Disponível em: <<http://www.oceannavigator.com/May-June-2008/Roll-stabilization-inside-the-hull/>>.

IBRAHIM, R. A.; GRACE, I. M. Modeling of Ship Roll Dynamics and Its Coupling with Heave and Pitch. **Mathematical Problems in Engineering**, 2010. 33.

IKEDA, Y. et al. Active mass driver system as the first application of active structural control. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, n. 30, 2001. 1575–1595.

INVENSENSE INC. **MPU-6000 and MPU-6050 Product Specification Revision 3.4**. Sunnyvale, p. 52. 2013. (PS-MPU-6000A-00).

JANITO; ALBERTO; ARRUDA. **Modelagem de Sistemas Lineares - Sistemas Mecânicos de Translação**. UNICAMP - Mecânica Computacional. Campinas, p. 4. 2002.

KAKINOUCI, T. et al. Active Mass Damper Demonstration for Ship Vibration Reduction. **Naval Engineers Journal**, Maio 1992. 7.

KASTEN, M. An Overview of a Few Common Misconceptions Regarding - Beam, Ballast & Displacement As They Relate to Seakeeping, 2000. Disponível em: <http://www.kastenmarine.com/beam_vs_ballast.htm>.

KRUEGER, S.; KLUWE, F. **Development of Dynamic Stability Criteria from Direct Seakeeping Simulations**. [S.l.]: [s.n.], 2006. 17 p.

LAUSZUS, K. S. A practical approach to Kalman filter and how to implement it, 10 Setembro 2012. Disponível em: <<http://blog.tkjelectronics.dk/2012/09/a-practical-approach-to-kalman-filter-and-how-to-implement-it/>>.

LEE, C.-L.; WANG, Y.-P. Seismic structural control using an electric servomotor active mass driver system. **Earthquake Engineering and Structural Dynamics**, n. 33, 2004. 737–754.

MARKOVIC, M. **ZAVRŠNI RAD - DC Motor**. Zagreb: University of Zagreb, 2014. 56 p. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica.

MARZOUK, O.; NAYFEH, A. H. Control of ship roll using passive and active anti-roll tanks. **Ocean Engineering**, Março 2009. 29.

MECAWEB. Sensores Ópticos. **MecaWeb**, 2010. Disponível em: <http://www.mecaweb.com.br/eletronica/content/e_sensor_optico>. Acesso em: 08 Novembro 2016.

MÉGEL, J.; KLIAVA, J. Metacenter and ship stability. **American Journal of Physics, American Association of Physics Teachers**, n. 78 (7), p. 738-747, 2010.

MIRTO ART STUDIO. Steering Systems. **Mirto Art Studio - Technical Illustration & Design**, 2009. Disponível em: <<http://mirtoart.photoshelter.com/gallery/Steering-Systems/G0000pgFcRrG08Ak/C0000dNg5FGd7FoM>>. Acesso em: 08 nov. 2016.

MORENO, C. T. MPU-6050 Board GY-521 Acelerómetro y Giroscopio. **Fritzing Project**, 2016. Disponível em: <<http://fritzing.org/projects/mpu-6050-board-gy-521-acelerometro-y-giroscopio>>. Acesso em: 08 nov. 2016.

MOURA, M. A. D. S. **Tese de Mestrado: Modelamento e Identificação de Motor DC**. ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto. Porto - Portugal, p. 144. 2014.

NAIAD DYNAMICS. Roll Stabilizers. **Naiad Maritime**, 2008. Disponível em: <<http://www.naiad.com/rollstabilizer.asp>>. Acesso em: 19 mar. 2016.

PALENCIA, J. F. D. **Diseño de Veleros para el Mal Tiempo**. 1. ed. Madri: CreateSpace Independent Publishing Platform, 2015. 280 p.

PEDLEY, M. **Tilt Sensing Using a Three-Axis Accelerometer**. Freescale Semiconductor. [S.l.], p. 22. 2013.

PHYSICS, B. Relationship Between Torque and Angular Acceleration. **Boundless**, Agosto 2016. Disponível em: <<https://www.boundless.com/physics/textbooks/boundless-physics-textbook/static-equilibrium-elasticity-and-torque-8/torque-and-angular-acceleration-80/relationship-between-torque-and-angular-acceleration-319-6062/>>. Acesso em: 01 Novembro 2016.

PILEGGI, M. Sem Balanço no Mar. **Agência FAPESP**, 2011. Disponível em: <http://agencia.fapesp.br/sem_balanco_no_mar/13629/>. Acesso em: 20 nov. 2016.

PLATO. Righting Lever. **Plato**, 2011. Disponível em: <http://plato.is/stability_of_fishing_vessels/righting_lever/Righting_Lever/>. Acesso em: 5 nov. 2016.

POMME. Bilge Keels and Romance. **MFV Heroine**, 2009. Disponível em: <<http://mfvheroine.blogspot.com.br/2009/05/bilge-keels-and-romance.html>>. Acesso em: 08 nov. 2016.

QUANTUM MARINE. MAGLift™ Systems. **Quantum Marine Engineering**, 2009. Disponível em: <<http://www.quantumhydraulic.com/pages/stabilizers-maglift.php>>. Acesso em: 1 dez. 2016.

QUANTUM MARINE. **ML200-AS ROTOR STABILIZER HULL UNIT**. Quantum Marine Engineering. Florida, p. 2. 2010.

ROLLS-ROYCE. Fin Stabilizers. **Rolls-Royce**, 2015. Disponível em: <<http://www.rolls-royce.com/products-and-services/marine/product-finder/stabilisation-and-manoeuving/fin-stabillisers.aspx#section-product-search>>. Acesso em: 25 jul. 2016.

ROLLS-ROYCE. **Marine Products and Systems**. Rolls-Royce. London, p. 202. 2015. (MPS 21/1015).

ROX, N. **Examination of the intact stability and the seakeeping behaviour of container vessels within the ballast condition**. [S.l.]: [s.n.], 2010. 97 p.

SANJEEV, A. Arduino MPU 6050 - Best IMU Sensor Tutorial. **DIY Hacking**, 2015. Disponível em: <<http://diyhacking.com/arduino-mpu-6050-imu-sensor-tutorial/>>. Acesso em: 21 Junho 2016.

SEA KEEPER. Products. **Sea Keeper**, 2016. Disponível em: <<https://www.seakeeper.com/products/>>. Acesso em: 5 maio 2016.

SELLARS, F. H.; MARTIN, J. P. Selection and Evaluation of Ship Roll Stabilization Systems. **Marine Technology**, 29, n. 2, April 1992. 84-101.

SHARP, D.; EGERTON, H. Slow Down the Roll. **Yachting**, Setembro 1984. 88-91.

SHEIKH, I. A. **Parametric Roll Instability**. University of Oslo. Oslo, p. 113. 2008.

SHIAU, J.-K.; HUANG, C.-X.; CHANG, M.-Y. Noise Characteristics of MEMS Gyro's Null Drift and Temperature Compensation. **Journal of Applied Science and Engineering**, 15, 2012. 239-246.

SMITH, T. C.; THOMAS III, W. L. **Departmental Report - A Survey of Ship Motion Reduction Devices**. United States Navy. Bethesda, p. 47. 1990. (DTRC/S HD- 1338-01).

SOARES, F. J. A.; VIDAL, W. D. B. Caracterização Dinâmica de Embarcações Regionais do Amazonas. **UNOPAR Cient. Exatas Technol.**, Londrina, n. 1, Nov. 2014. 13-19.

SOARES, F.; VIDAL, W.; GUIMARÃES, L. **Estudo de Estabilidade Transversal em Embarcações Amazônicas**. V CONNEPI - Congresso de Pesquisa e Inovação da Rede Norte Nordeste de Educação Tecnológica. Maceió: [s.n.]. 2010. p. 8.

SOLEYMANI, M. et al. Modified sliding mode control of a seismic active mass damper system considering model uncertainties and input time delay. **Journal of Vibration and Control**, n. 1-14, 2016. 14.

STAN. Arduino Uno and the InvenSense MPU6050 6DOF IMU. **42 Bots**, 2014. Disponível em: <<http://42bots.com/tutorials/arduino-uno-and-the-invensense-mpu-6050-6dof-imu/>>. Acesso em: 12 abr. 2016.

TASKAR, B. U. et al. CFD aided modelling of anti-rolling tanks towards more accurate ship dynamics. **Ocean Engineering**, n. 92, p. 296-303, Novembro 2014.

TERRELL, N. Anti-Roll Tanks – A Simple Way to Stabilize Your Boat. **All At Sea – CARIBBEAN**, 2007. Disponível em: <<http://www.allatsea.net/anti-roll-tanks-a-simple-way-to-stabilize/>>. Acesso em: 21 mar. 2016.

THOMSEN, A. Motor DC com Driver Ponte H L298N. **Blog FILIPEFLOP**, 2013. Disponível em: <<http://blog.filipeflop.com/motores-e-servos/motor-dc-arduino-ponte-h-l298n.html>>. Acesso em: 27 Maio 2016.

VAN DAALEN, E. F. G. et al. **Anti-Roll Tank Simulations with a Volume of Fluid (VOF) Based Navier-Stokes Solver**. Twenty-Third Symposium on Naval Hydrodynamics. Val de Reuil: [s.n.]. 2000. p. 457-473.

VARGAS, A. N. **Motor DC - Aspectos Práticos do Kit Didático Datapool**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Campus Cornélio Procópio. Cornélio Procópio, p. 3. 2009.

VEEM GYRO. **How Gyrostabilizers Work**. VEEM Gyro. Canning Vale , p. 32. 2010.

VEEM GYRO. Stabilizer Models. **Veem Gyro**, 2016. Disponível em: <<http://veemgyro.com/stabilizer-models/>>. Acesso em: 25 maio 2016.

WELCH, G.; BISHOP, G. **An Introduction to the Kalman Filter**. [S.l.]: SIGGRAPH, 2001. 81 p.

WENG, C. **Roll Motion Stabilization for Small Fishing Vessels**. [S.l.]: [s.n.], 1995. 103 p.

WESMAR. Roll Fin Stabilizers. **Wesmar Marine Electronics**, 2012. Disponível em: <<http://www.wesmar.com/products/1-stabilizers>>. Acesso em: 17 jun. 2016.

WIKIPEDIA. Ship motions. **Wikipedia**, 2006. Disponível em: <https://en.wikipedia.org/wiki/Ship_motions>. Acesso em: 08 nov. 2016.

WINDÉN, B. **Anti Roll Tanks in Pure Car and Truck Carriers**. [S.l.]: [s.n.], 2009.

YU, W.; THENOZHI, S.; LI, X. **Stable Active Vibration Control System for Building Structures using PD-PID Control**. 19th World Congress - The International Federation of Automatic Control. Cape Town: [s.n.]. 2014. p. 6.

ZHANG, T. **Analysis of Active Gyro Based Roll-Stabilization of Slender Boat Hulls**. KTH Royal Institute of Technology. Stockholm, p. 54. 2014.